

## **I. MEMORIA**

### **I.1 MEMORIA DESCRIPTIVA**

### **I.2 BIBLIOGRAFÍA**

### **I. 3 ANEXOS**

## **II. PLANOS**

### **II.1 LISTADO DE PLANOS**

### **II.2 PLANOS**

## **III. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS**

## **IV. PRESUPUESTO**

# **I.MEMORIA DESCRIPTIVA**

---

## ÍNDICE

---

ÍNDICE .....	3
1. OBJETO Y CONTENIDO DEL PROYECTO .....	5
2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO .....	7
2.1 HORARIO DE FUNCIONAMIENTO .....	9
2.2 OCUPACIÓN .....	9
2.3 NIVELES DE VENTILACIÓN .....	9
2.4 DETALLES CONSTRUCTIVOS .....	9
2.5 CONDICIONES EXTERIORES DE CÁLCULO .....	13
2.6 CONDICIONES INTERIORES .....	13
3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN ELEGIDO .....	14
4. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS .....	16
4.1 CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS DE REFRIGERACIÓN (VERANO) .....	16
4.1.1 CARGAS SENSIBLES .....	16
4.1.2 Cargas latentes .....	20
4.1.3 Coeficientes de seguridad .....	21
4.2 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN (INVIERNO) .....	21
4.3 EJEMPLO DE HOJA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA .....	22
4.4 TABLA RESUMEN DEL CÁLCULO DE CARGAS EN VERANO .....	27
4.5 TABLA RESUMEN DEL CÁLCULO DE CARGAS EN INVIERNO .....	28
5. CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE REFRIGERANTE .....	29
5.1 UNIDADES DE TRATAMIENTO: FAN-COILS .....	29

---

5.1.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DEL EQUIPO .....	30
5.1.2 TABLA RESUMEN DE LoS FANCOILS ESCOGIDOS.....	34
5.2 RED DE DISTRIBUCIÓN DE REFRIGERANTE .....	36
5.2.1 CÁLCULOS TÉCNICOS DE SELECCIÓN DE TUBERÍAS .....	36
5.2.2 HOJA DE CÁLCULO DE TUBERÍAS.....	38
6. CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE.....	39
6.1 UNIDADES DE TRATAMIENTO: CLIMATIZADORES.....	39
6.1.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DEL EQUIPO: baterías .....	41
6.1.3 TABLA RESUMEN DE LOS baterías ESCOGIDaS.....	48
6.2 RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE.....	49
6.2.1 calculos técnicos para la selección de conductos .....	50
6.2.2 HOJA DE CÁLCULO DE UN NUESTRO CONDUCTO.....	52
6.3 UNIDADES DE IMPULSIÓN DEL AIRE: VENTILADORES.....	53
6.3.1 Ejemplo de hoja de cálculo de un ventilador. ....	55
6.3.2 TABLA RESUMEN DE LOS ventiladores ESCOGIDOS.....	56
6.4 UNIDADES DE DIFUSIÓN DE AIRE.....	57
6.4.1 Cálculos técnicos para la selección de difusores .....	58
6.4.2 TABLA RESUMEN DE LOS difusores ESCOGIDoS.....	59
6.5 UNIDADES DE RETORNO DE AIRE: REJILLAS .....	60
7. CÁLCULO DE LAS UNIDADES DE PRODUCCIÓN .....	62
7.1 SELECCIÓN DE LA ENFRIADORA.....	62
7.1.2 TABLA RESUMEN DE la ENFRIADORA ESCOGIDA.....	63

---

7.2 SELECCIÓN DE LA CALDERA.....	64
7.2.1 TABLA RESUMEN DE la caldera ESCOGIDA. ....	65
8. CÁLCULO DEL GRUPO HIDRAÚLICO .....	66
8.1 SELECCIÓN DE BOMBAS.....	66
8.1.2 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE UNA BOMBA.....	67
8.1.3 EJEMPLO DE LA HOJA DE CÁLCULO DE LAS BOMBAS .....	68
8.1.4 SELECCIÓN DE BOMBAS ESCOGIDAS.....	69
8.1.5 ESQUEMA DE CONEXIÓN DE LA BOMBA. ....	69
8.2. COLECTORES.....	70
8.3 DEPÓSITO DE INERCIA .....	72
8.3.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE NUESTRO DEPÓSITO.....	72
8.4 VASO DE EXPANSIÓN.....	75
8.4.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA EL CÁLCULO DEL VASO DE EXPANSIÓN. ....	75
9. RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	78
10. CONCLUSIONES.....	80
BIBLIOGRAFÍA .....	83

---

## 1. OBJETO Y CONTENIDO DEL PROYECTO

---

La finalidad del presente proyecto es la climatización de una casa de la cultura situada en Madrid, según las condiciones técnicas y legales a las que deberán ajustarse las instalaciones de climatización de un edificio de estas características.

Comenzaremos describiendo las características del edificio, ocupación, horario de funcionamiento, así como las condiciones exteriores e interiores de diseño.

Definiremos los coeficientes de transferencia de calor de cada uno de los cerramientos que componen nuestro edificio y determinaremos las cargas térmicas a combatir tanto en invierno como en verano, en cada uno de los locales.

Dimensionaremos cada uno de los equipos de tratamiento encargados de combatir las cargas térmicas así como las unidades de producción.

Con las unidades de producción y tratamiento ya definidas diseñaremos las redes de distribución de aire y refrigerante así como los demás elementos necesarios para el buen funcionamiento de la instalación (bombas, ventiladores, difusores, rejillas...).

Plasmaremos los cálculos anteriores en los planos del edificio ubicando todos los elementos previamente calculados y estudiados.

Finalmente realizaremos un presupuesto de los costes de la instalación.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

---

La Casa de la Cultura que vamos a climatizar se encuentra en la ciudad española de Madrid y está orientada al Norte.

El edificio consta de cuatro plantas habitables y una cubierta en la que irán situados los equipos necesarios para la climatización del edificio.

Arquitectónicamente se trata de un edificio bastante complejo ya que posee forma ovalada con una de sus plantas en un plano inclinado, como podemos ver en la figura 1 que detalla el alzado del edificio.

Cada una de las plantas cuenta con una serie de locales de uso diverso que servirán para el disfrute de los usuarios y trabajadores del edificio:

- **Planta baja:** camerinos, vestíbulo y base del auditorio.
- **Planta primera:** Despachos, sala de estudios de adultos y vestíbulo.
- **Planta segunda:** Mediateca adultos y juvenil, vestíbulo y sala de animación
- **Planta tercera:** Reprografía, sala multiusos, vestíbulo, despachos (1, 2, 3, 4), talleres (1, 2, 3, 4, 5, 6) y sala de reuniones.



*Fig. 1. Detalle del alzado de la Casa de la Cultura*

Las superficies a climatizar en cada planta son:

PLANTA	LOCAL	SUPERFICIE (m <sup>2</sup> )
Planta Baja	Camerinos	22,28
	Vestíbulo	347
	Salón de actos	330
Planta primera	Despacho	30,8
	Sala de estudios	650
	Vestíbulo	120
Planta segunda	Mediateca adultos	650
	Mediateca juvenil	117
	Vestíbulo	84
	Sala de animación	56,3
Planta tercera	Reprografía	136,1
	Sala multiusos	188,1
	Vestíbulo	165,66
	Despacho 1	12,5
	Despacho 2	16
	Despacho 3	12,5
	Despacho 4	12,5
	Taller 1	52,86
	Taller 2	62
	Taller 3	42,91
	Taller 4	41,85
	Taller 5	47,75
	Taller 6	48,41
	Sala de reuniones	52,31

Tabla 1: Área de las superficies a climatizar



---

## 2.1 HORARIO DE FUNCIONAMIENTO

---

El horario de funcionamiento será variable, ya que va a depender única y exclusivamente de los horarios de funcionamiento de las distintas actividades y dependencias del edificio. Cada una de las dependencias contará con un control independiente del resto del edificio.

---

## 2.2 OCUPACIÓN

---

Como ocupación teórica de cada una de las estancias a climatizar vamos a tomar los valores definidos en el Código Técnico de la Edificación en su Documento Básico SI de seguridad en caso de incendio. [Tabla situada en el Anexo].

---

## 2.3 NIVELES DE VENTILACIÓN

---

Para lograr dar las condiciones de confort necesarias en cualquier local, no sólo hemos de ser capaces de alterar la temperatura y humedad de esa zona, sino que también tendremos que controlar la calidad del aire. Esto implica introducir aire del exterior para mantener una calidad del aire aceptable.

El volumen de aire exterior necesario para la ventilación, será escogido según la norma (UNE 100011:1991) que nos indica los caudales de aire exterior requeridos para una calidad aceptable del aire en los locales. [Tabla situada en el Anexo].

---

## 2.4 DETALLES CONSTRUCTIVOS

---

Hemos basado nuestros cálculos en la normativa básica de la edificación **NBE-CT-79**, donde se expone el método de cálculo y los datos necesarios para determinar el coeficiente de transmisión de calor; coeficiente, que determina el flujo de calor por unidad de tiempo que atraviesa una superficie cuando se establece entre ambas caras una diferencia de temperatura de un grado. [Tabla situada en el Anexo].

Según la citada normativa emplearemos la fórmula siguiente:

$$\frac{1}{K} = \sum \frac{L}{\lambda} + \left( \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$$

- K = Coeficiente de transmisión de calor [W/ m<sup>2</sup> °C].
- λ= Conductividad térmica. [W/m° C ].
- L= Espesor del material. [m].
- h<sub>e</sub> = Coeficiente de transmisión de calor externa. [W/m<sup>2</sup> °C].
- h<sub>i</sub>= Coeficiente de transmisión de calor interno. [W/m<sup>2</sup> °C].

A su vez, el citado valor de K se encuentra dentro de los valores establecidos en el Documento Básico HE-1 de Ahorro de Energía, según el cual, la demanda energética de los edificios está limitada en función del clima de la localidad en la que se encuentra.

La zonificación climática a la que pertenece Madrid (lugar de emplazamiento de nuestro edificio) es D3, por lo tanto los valores de K no podrán estar por encima de los de la tabla que exponemos a continuación.

<b>ZONA CLIMÁTICA D3</b>
--------------------------

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	U <sub>Mlim</sub> : 0,66 W/m <sup>2</sup> K
Transmitancia límite de suelos	U <sub>Slim</sub> : 0,49 W/m <sup>2</sup> K
Transmitancia límite de cubiertas	U <sub>Clim</sub> : 0,38 W/m <sup>2</sup> K

*Fig. 2 coeficientes de transmisión según HE-1*

SUELO SOBRE LOCAL			
<b>1/he (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,17		
<b>1/hi ( m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,17		
<b>Material</b>	<b>Espesor (m)</b>	<b>λ (W/m °C)</b>	<b>R (W/m<sup>2</sup>°C)</b>
Forjado de bovedilla cerámico	0,12		0,14
Hormigón en masa con áridos ligeros	0,2	0,17	
Mortero de cemento	0,06	1,4	
Pavimento: madera conífera	0,05	0,14	
<b>K(W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>0,486</b>		

SUELO SOBRE EXTERIOR			
<b>1/he (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,05		
<b>1/hi ( m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,17		
<b>Material</b>	<b>Espesor (m)</b>	<b>λ (W/m °C)</b>	<b>R (W/m<sup>2</sup>°C)</b>
Aislamiento: cámara de aire	0,02		0,16
Forjado de bovedilla cerámico	0,12		0,14
Hormigón en masa con áridos ligeros	0,2	0,17	
Mortero de cemento	0,06	1,4	
Pavimento: madera conífera	0,05	0,14	
<b>K (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>0,477</b>		

MURO A EXTERIOR			
<b>1/he (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,06		
<b>1/hi ( m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,11		
<b>Material</b>	<b>Espesor (m)</b>	<b>λ (W/m °C)</b>	<b>R (W/m<sup>2</sup>°C)</b>
Rocas compactas	0,2	3,5	
Mortero de cemento	0,03	1,4	
Ladrillo perforado	0,12	0,76	
Cámara de aire	0,02		0,16
Fibra de vidrio tipo III	0,06	0,034	
Ladrillo hueco sencillo	0,04	0,49	
Enlucido de yeso	0,01	0,3	
<b>K (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>0,4</b>		

CUBIERTA			
<b>1/he (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,05		
<b>1/hi (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,17		
Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W/m °C)	R (W/m <sup>2</sup> °C)
Escoria de carbón	0,05	0,17	
Impermeabilizante: Tela asfáltica	0,01	0,7	
Hormigón en masa de áridos ligeros	0,2	0,17	
Aislamiento: fibra de vidrio Tipo II	0,03	0,037	
Forjado de bovedilla cerámico	0,12		0,14
<b>K (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>0,38</b>		

PARTICIÓN A LOCAL NO CLIMATIZADO			
<b>1/he (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,11		
<b>1/hi (m<sup>2</sup> °C/W)</b>	0,11		
Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W/m °C)	R (W/m <sup>2</sup> °C)
Yeso	0,01	0,3	
Ladrillo hueco doble	0,12	0,45	
Aislamiento: lana de vidrio Tipo II	0,04	0,037	
Yeso	0,01	0,3	
<b>K (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>0,611</b>		

VENTANA			
Material	Espesor (m)	$\lambda$ (W/m °C)	R (W/m <sup>2</sup> °C)
Climalit (6-8-6)			
Marco metálico			
<b>K (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>2,5</b>		

Tabla 2: coeficientes de transmisión de calor en cerramientos.

## 2.5 CONDICIONES EXTERIORES DE CÁLCULO.

Para fijar las condiciones exteriores de cálculo nos hemos ceñido a la norma (UNE 100-014 – Climatización. Bases para el proyecto. Condiciones exteriores de cálculo). [Tabla situada en el Anexo].

En nuestro caso tomaremos Madrid como ciudad base en la que está situado nuestro edificio.

Longitud	3º 34'	
Latitud	40º 28'	
Altura	595 m	
	<b>VERANO</b>	<b>INVIERNO</b>
T. Seca (°C)	34,2	-0,34
T. Húmeda (°C)	19,9	-1,4
Humedad relativa%	26,4	80
Humedad absoluta (g/kg)	8,8	2,9
Entalpía (Kj/kg)	57,1	7,1

Tabla 3. Condiciones exteriores

## 2.6 CONDICIONES INTERIORES

En cuanto a las condiciones interiores usadas para el cálculo nos basaremos en la normativa R.I.T.E de selección de condiciones de confort.

	<b>VERANO</b>	<b>INVIERNO</b>
T. Seca (°C)	25	22
T. Húmeda (°C)	17,8	16,1
Humedad relativa%	50	55
Humedad absoluta (g/kg)	9,9	9,1
Entalpía (Kj/kg)	50,3	45,1

Tabla 4. Condiciones interiores

---

### 3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN ELEGIDO

---

De entre las diferentes alternativas existentes, se ha elegido para el tratamiento de nuestros locales un sistema combinado de aire-agua y aire-aire.

Para la climatización de los pequeños locales se ha optado por una instalación de aire-agua con fan-coils independientes y un climatizador central de tratamiento de aire primario.

El fin es dotar a dichos locales de una autonomía de funcionamiento y flexibilidad de horarios ya que debido a las diferentes orientaciones y variaciones de ocupación la carga térmica varía a lo largo de las horas del día, y meses del año.

El sistema de distribución de agua es a cuatro tubos de forma que se puede proporcionar en cualquier época del año calefacción y refrigeración según las necesidades de cada dependencia, siendo especialmente útil en las épocas intermedias.

El aire de ventilación de estos locales es tratado como ya hemos indicado, de manera independiente. Un U.T.A. (unidades de tratamiento de aire) es el encargado de tomar el aire de ventilación necesario en cada local y llevarlo hasta las condiciones térmicas del mismo. El aporte de este aire es conducido a través de un conducto rectangular hasta el difusor de impulsión del fan-coil.

La extracción del aire de estos locales es conducida de nuevo al climatizador, de manera que se pueda aprovechar la energía térmica para calentar o enfriar el aire de renovación.

Para la climatización del resto de los locales (sala de estudios, mediatecas, salón de actos y vestíbulos) se han instalado tres U.T.A que tratarán tanto las cargas internas como las provenientes del aire exterior de ventilación.

Todos los UTA disponen de recuperadores estáticos que aprovechan la energía del aire de extracción del local para cederlo al aire nuevo que entra, ahorrando energía térmica. A su vez cuentan con un sistema free-cooling que consiste en cortar el

suministro de agua fría a la batería, y tomar todo el aire del exterior cuando la temperatura ambiente sea menor que la necesaria en el local; es decir simplemente ventilamos, mediante la apertura de la toma de aire exterior de la caja de mezcla.

Para la distribución del aire proveniente de los climatizadores se emplearán conductos rectangulares de acero galvanizado que discurrirán a través de los patinillos y falso techo hasta llegar a los difusores. El retorno de aire será conducido a través de las rejillas hasta el climatizador.

La producción de agua fría y caliente necesaria para realizar el intercambio en las baterías de los equipos, se llevará a cabo mediante una enfriadora y una caldera situadas en la cubierta del edificio. De aquí partirán las redes de tuberías que llevarán el agua a cada unidad terminal. Dicha red será “a cuatro tubos”, con válvulas de equilibrado en cada uno de los circuitos.

La instalación contará con un grupo hidráulico formado por bombas, deposito de inercia y vaso de expansión que será el encargado del movimiento del agua a través de la instalación. Las bombas a utilizar serán dobles en el circuito primario e irán dispuestas en paralelo para evitar un posible fallo de la instalación.

---

## 4. CÀLCULO DE CARGAS TERMICAS

---

Con este apartado pretendemos determinar la cantidad de calor que tenemos que extraer o aportar a cada uno de nuestros locales para mantener en su interior las condiciones de confort previamente indicadas. En estos cálculos nos basaremos posteriormente para realizar la selección de nuestros equipos.

El cálculo realizado estima las pérdidas o ganancias producidas por conducción convección y radiación a través de los cerramientos ya sean acristalados o no. A su vez tiene en cuenta las cargas internas debidas a la ocupación, iluminación y maquinaria. Y por último, a estos efectos tendremos que sumar la carga producida por la introducción de aire exterior necesaria para la ventilación del local.

---

### 4.1 CÀLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS DE REFRIGERACIÓN (VERANO)

---

En la época de demanda de frío se prevé la existencia de cargas térmicas sensibles, debidas a la diferencia de temperatura y a la radiación térmica, y cargas latentes, debidas a la aportación de humedad al aire.

---

#### 4.1.1 CARGAS SENSIBLES

---

---

##### GANANCIA SOLAR A TRAVÉS EL CRISTAL.

---

Esta carga viene determinada por el día del año, la hora del día y la orientación geográfica.

$$Q (W) = K_{rad} \times S_{rad} \times F_{rad}$$

- Q = carga térmica por transmisión [W].
- K = coeficiente de aportación solar [W/ m<sup>2</sup>].
- S = superficie del muro expuesta a la diferencia de temperaturas [m<sup>2</sup>].
- F rad= factor de corrección de la radiación en función del tipo de vidrio.



El coeficiente de corrección dependerá del tipo de ventana así como del tipo de cortina o persiana interior. Este coeficiente junto al de aportación solar han sido extraídos del “Manual de Aire acondicionado” (Carrier, 1992).

Para la selección del instante máximo de carga hemos llevado a cabo un estudio de los meses de verano más calurosos (junio, julio y agosto) a las diferentes horas del día. Para ello, hemos calculado la carga real producida en cada instante como resultado de aplicar la fórmula previamente explicada a cada una de las superficies acristaladas de nuestro edificio hora a hora.

Con ello hemos obtenido el gráfico que se muestra a continuación, que nos ofrece una visión de la carga real y que nos permite seleccionar Julio a las 12:00, como instante de cálculo, ya que es el momento en el que se produce el pico máximo de carga.

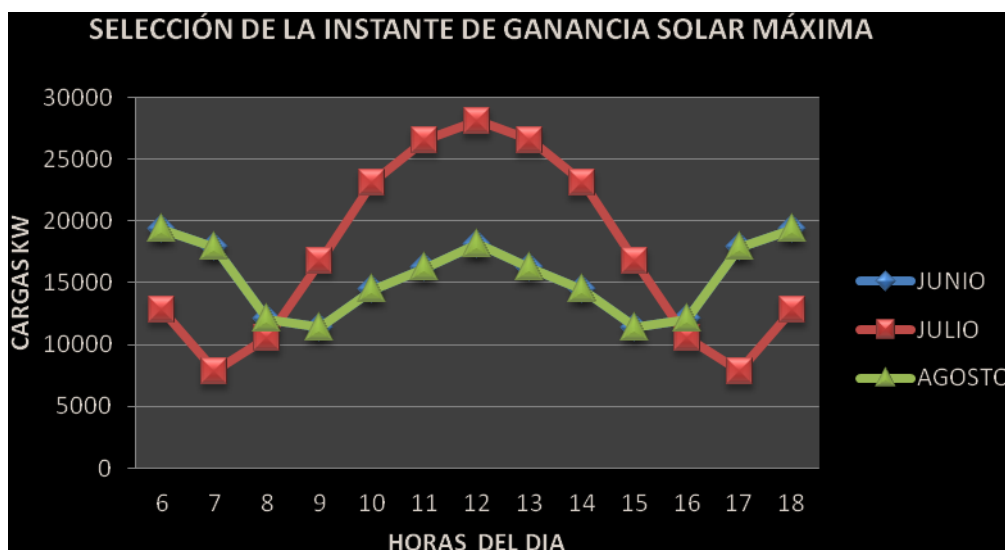


Fig. 3 Instante de carga solar máxima

---

### GANANCIA POR LOS CERRAMIENTOS.

---

Es la ganancia de calor producida a través de los muros. Al existir una diferencia de temperatura entre dos puntos de un mismo muro, se establece un flujo de calor desde el punto caliente hacia el punto frío.

Esta carga térmica por transmisión se calcula como:

$$Q (W) = K \times S \times DTE$$

- Q= carga térmica por transmisión [W].
- K = coeficiente global de transmisión de calor del muro [W/ m<sup>2</sup> °C].
- S = superficie considerada [m<sup>2</sup>].
- DTE es la diferencia de temperaturas equivalente [°C].

“La DTE es un concepto empírico definido como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura originada por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Tiene en cuenta los tipos de construcción (peso del muro) y orientaciones, así como las condiciones de proyecto (techos soleados y variación de temperatura exterior en 24h)”. (Carrier “Manual de Aire acondicionado” 1992).

De manera similar al estudio realizado previamente para la selección del instante máximo de carga a través de la superficie acristalada llevaremos a cabo el estudio del instante máximo de carga a través de los cerramientos.

Para ello hemos calculado la DTE en cada orientación y cada hora del día. Hemos aplicado la formula previamente explicada a cada uno de los muros del edificio y la hemos sumado para hallar el total de la carga producida por el edificio en cada instante.

Según el gráfico obtenido y que exponemos a continuación el pico de carga se produce a las 20:00 del día, por lo que serán los valores de éste instante los usados en el cálculo de cada uno de los locales del edificio.

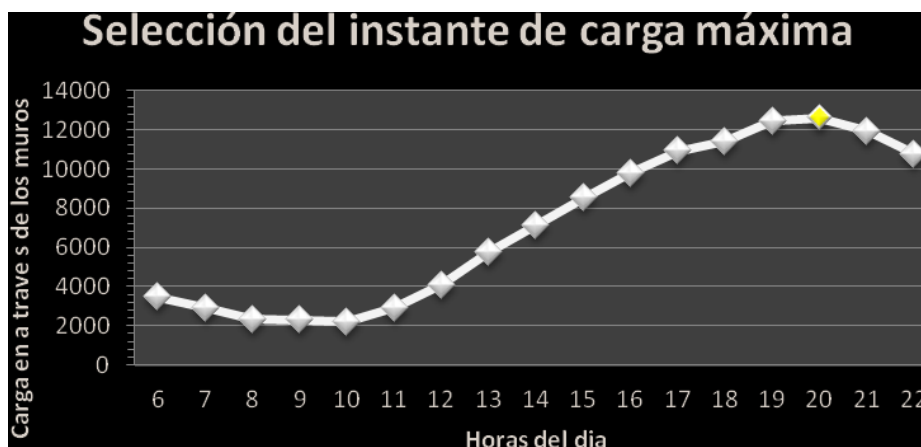


Fig. 4. Instante de carga por cerramientos máxima

### OCUPACIÓN DEL LOCAL

Esta carga se determina multiplicando una valoración del calor sensible emitido por la persona tipo por el número de ocupantes previstos para el local.

El número de ocupantes los obtendremos de los valores definidos en el Código Técnico de la Edificación en su Documento Básico Seguridad en caso de incendio que dependerá del tipo de local.

La cantidad de calor emitido por persona depende del tipo de actividad que esté realizando. (Carrier, “Manual de Aire acondicionado” 1992). [Tabla situada en el Anexo].

### LA ILUMINACIÓN.

Se considerará que la potencia de la lámpara se transformará en calor sensible. Por lo tanto la potencia lumínica de nuestro local se determinará mediante el valor de eficiencia energética de la instalación VEEI ( $\text{W/m}^2$ ) obtenido en el Documento Básico HE de Ahorro de Energía del Código Técnico de la Edificación multiplicada por los  $\text{m}^2$  de superficie de nuestra instalación.

### MAQUINARIA.

Potencia de las máquinas existentes en el local y no consideradas previamente.

---

## VENTILACIÓN O INFILTRACIÓN DE AIRE EXTERIOR

---

Para llevar a cabo los cálculos de este apartado hemos escogido un volumen de aire exterior de ventilación según la norma (UNE 100011:1991). [Tabla situada en el Anexo].

El volumen de infiltración se ha hallado a través del método de la rendija basado en el comportamiento empírico de las puertas y ventanas usualmente empleadas. (Carrier, “Manual de Aire acondicionado” 1992).

$$Q_{is} (W) = V_i \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta t$$

- Q = es la carga térmica sensible por ventilación o infiltración [W].
- V = es la suma del caudal de aire infiltrado mas el de ventilación [m³/s].
- ρ = Densidad del aire 1,2 [kg/m³].
- Cp = Calor específico del aire 1.005 [J/kg °C].
- Δt = es la diferencia de temperatura entre el ambiente exterior y el interior [°C].

---

### 4.1.2 CARGAS LATENTES

---

#### OCUPACIÓN DEL LOCAL

---

Esta carga se determina multiplicando una valoración del calor latente emitido por la persona tipo por el número de ocupantes previstos para el local.

El número de ocupantes lo obtendremos de los valores definidos en el Código Técnico de la Edificación en su Documento Básico Seguridad en caso de incendio que dependerá del tipo de local. [Tabla situada en el Anexo].

La cantidad de calor emitido por persona depende del tipo de actividad que esté realizando. (Carrier, “Manual de Aire acondicionado” 1992). [Tabla situada en el Anexo].

---

---

## VENTILACIÓN O INFILTRACIÓN DE AIRE EXTERIOR

---

La fórmula utilizada para el cálculo es la siguiente:

$$Q = V_i \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot \Delta W$$

- $Q$  = carga térmica latente por ventilación o infiltración de aire (W).
- $V$  = es la suma del caudal de aire infiltrado mas el de ventilación ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).
- $\rho$  = densidad del aire 1,2 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).
- $h_{fg}$  = calor latente de vaporización del agua  $2,26 \cdot 10^3$  (J/g).
- $\Delta W$  = diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior y el interior [g/kg].

---

### 4.1.3 COEFICIENTES DE SEGURIDAD

---

Es un coeficiente multiplicador que aumenta las cargas un 5% para tener en cuenta posibles variaciones no contempladas en el sistema.

---

## 4.2 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN (INVIERNO)

---

Para el cálculo de las cargas de calefacción solo tenemos en cuenta la transmisión de calor a través de los cerramientos, la debida a la ventilación e infiltración y una última aportación no contemplada en la carga de refrigeración, que es la pérdida de calor producida a través del terreno.

Para el cálculo de ésta última tomaremos una temperatura de terreno de  $6^\circ\text{C}$  ya que Madrid pertenece a la Zona Y según la zonificación llevada a cabo en el documento HE de ahorro de energía.

Las fórmulas utilizadas en el cálculo de transmisión a través de cerramientos y ventilación son las mismas que en verano solo que variaremos los valores de temperatura y humedad absoluta tomando los valores de las condiciones interiores y exteriores en invierno del capítulo anterior.

### 4.3 EJEMPLO DE HOJA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Para llevar a cabo los cálculos que acabamos de describir emplearemos una hoja Excel en la que los parámetros introducidos independientemente de las características del local serán

- Temperatura exterior e interior para invierno y verano.
- Humedad absoluta en invierno y verano.
- Coeficientes de radiación solar según la orientación
- Coeficiente de transmisión (K) de cada uno de los cerramientos.

#### VERANO

PLANTA	PLANTA PRIMERA				
LOCAL	SALA DE ESTUDIOS				
ALTURA	3,3		SUPERFICIE (m²)	390	
VOLUMEN (m³)	1287				
Ti (°C)	25				
Te PROYECTO (°C)	34,2				
	Personas/m2	Personas			
Ocupación	2	195,0			
APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DEL VIDRIO SENCILLO W/m²			FACTORES TOTAL DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO		
Orientación N	44,2	Tipo de vidrio		Sin persiana o pantalla	
Orientación NE	44,2				
Orientación E	44,2	Vidrio sencillo ordinario		1	
Orientación SE	219,8	Vidrio sencillo 6 mm		0,94	
Orientación S	333,7	Vidrio absorbente		0,73	
Orientación SO	219,8	Vidrio doble ordinario		0,9	
Orientación O	44,2	Vidrio doble 6 mm		0,8	
Orientación NO	44,2	Vidrio triple ordinario		0,83	
Orientación Horizontal	665,1	Cool-site+Stadip		0,65	
		Policarbonato		0,73	

I.CALOR SENSIBLE EXTERNO				
1. Ganancia solar por el cristal	Aportación (W/m2)	Superficie (m2)	Factor ganancia	W
Orientación N	44,2	47,88	0,8	1692,50
Orientación NE	44,2		0,8	0,00
Orientación E	44,2		0,8	0,00
Orientación SE	219,8		0,8	0,00
Orientación S	333,7	17,64	0,8	4709,47
Orientación SO	219,8		0,8	0,00
Orientación O	44,2		0,8	0,00
Orientación NO	44,2		0,8	0,00
Orientación Horizontal	665,1		0,8	0,00
2. Ganancia solar y transmisión muros y cubierta				
MUROS- CUBIERTA-SOLERA	K [W/m <sup>2</sup> °C]	Superficie (m2)	ΔT [°C]	W
Muros exterior ESTE				
Cerramiento	0,4		5,56	0,00
Muros exterior OESTE				
Cerramiento	0,4		7,76	0,00
Muros exterior SUR				
Cerramiento	0,4	13,6	7,76	42,21
Muros exterior NORTE				
Cerramiento	0,4	31	2,16	26,78
Cubierta	0,38		18,86	0,00
Partición a local sin climatizar	0,611		4,6	0,00
Suelo a local sin climatizar	0,486		4,6	0,00
Total				6470,97

TOTAL CALOR SENSIBLE EXTERNO (I+II)			
II.CALOR SENSIBLE INTERNO			
	Unidades	Factor	Q (W)
Ocupantes (personas)	195	57,5	11212,50
Iluminación (m2)	390	10	3900,00
Máquinas(W)		2500	2500,00
SUBTOTAL calor sensible interno			17612,50

CALOR SENSIBLE AIRE EXTERIOR		
	Volumen	Q (W)
Aire exterior por infiltración (m³/s)	0,095	1054,0
Aire exterior por ventilación (m³/s)	1,560	17308,5
TOTAL aire exterior		18362,56
CARGA TOTAL CALOR SENSIBLE(I+II)		42446,03
FACTOR DE SEGURIDAD 5%		2122,3
CARGA TOTAL CALOR SENSIBLE		44568,3

III. CALOR LATENTE			
	Unidades	Coeficiente	Q (W)
Ocupantes (personas)	195	55,5	10822,5
CALOR LATENTE AIRE EXTERIOR			
	Volumen	Q (W)	
Aire exterior por infiltración (m³/s)	0,095	-283,404	
Aire exterior por ventilación (m³/s)	1,560	-4653,8	
TOTAL aire exterior (w)		-4937,20	
CARGA DE CALOR LATENTE TOTAL (w)		5885,30	
FACTOR DE SEGURIDAD 5%		294,3	
CARGA TOTAL CALOR LATENTE		6179,6	

CARGA DE REFRIGERACIÓN TOTAL (W)(S+L)	50.747,90
---------------------------------------	-----------

Tabla 5. Hoja cálculo cargas térmicas en verano

Como apunte tenemos en cuenta que el calor latente es negativo, ya que Madrid en verano posee una humedad absoluta menor que la de nuestro local.

El punto exterior se encuentra por debajo del punto de nuestro local en el diagrama psicométrico, lo que supone que no tenemos que aportar energía para eliminar la humedad del aire proveniente del exterior, sino que es el aire del exterior es el que cede energía a nuestro sistema.

## INVIERNO

PLANTA	PLANTA PRIMERA
--------	----------------



LOCAL	SALA DE ESTUDIOS				
ALTURA	3,3		SUPERFICIE (m²)	390	
VOLUMEN (m³)	1287				
Ti (°C)	22				
Te PROYECTO (°C)	-0,34				
	Personas/m2	Personas			
Ocupación	2	195,0			
I.CALOR SENSIBLE EXTERNO					
MUROS- CUBIERTA-SOLERA	U	Superficie (m²)	ΔT	W	
Muros exterior ESTE					
Cerramiento	0,4		22,34	0,00	
Muros exterior OESTE					
Cerramiento	0,4		22,34	0,00	
Muros exterior SUR					
Cerramiento	0,4	13,6	22,34	121,53	
Muros exterior NORTE					
Cerramiento	0,4	31	22,34	277,02	
Cubierta	0,38		22,34	0,00	
Suelo a exterior	0,477		16	0,00	
Partición a local sin climatizar	0,611		11,17	0,00	
Suelo a local sin climatizar	0,486		11,17	0,00	
Total					398,55
TOTAL CALOR SENSIBLE EXTERNO (I+II)					
II.CALOR SENSIBLE INTERNO					
CALOR SENSIBLE AIRE EXTERIOR					
	Volumen	Q (W)			
Aire exterior por infiltración [m³/s]	0,095	2559,5			
Aire exterior por ventilación [m³/s]	1,560	42029,58			
TOTAL aire exterior		44589,08			
CARGA TOTAL CALOR SENSIBLE(I+II)		44987,62			
FACTOR DE SEGURIDAD 5%		2249,4			
CARGA TOTAL CALOR SENSIBLE		47237,0			

III. CALOR LATENTE		
CALOR LATENTE AIRE EXTERIOR		
	Volumen	Q (W)
Aire exterior por infiltración [m³/s]	0,095	1597,368
Aire exterior por ventilación [m³/s]	1,560	26230,5
CARGA DE CALOR LATENTE TOTAL (w)		27827,83
FACTOR DE SEGURIDAD 5%		1391,4
CARGA TOTAL CALOR LATENTE		29219,2
CARGA CALORÍFICA TOTAL (W)(S+L)		76.456,23

Tabla 6. Hoja cálculo cargas térmicas en invierno

## 4.4 TABLA RESUMEN DEL CÁLCULO DE CARGAS EN VERANO

	Solar (W)	Muros (W)	Ocupación		Illum (W)	Maq (W)	Infiltración y Ventilación	
			Sensible (W)	Latente (W)			Sensible (W)	Latente (W)
<b>Camerinos</b>	0,0	131,09	632,5	610,5	222,8	280	618	-166,2
<b>Vestíbulo P0</b>	0,0	793,17	10005	9657	3470	0	57750	-15527,6
<b>Despacho</b>	0,0	169,6	172,48	166,5	308	750	344	-92,5
<b>S. Estudios</b>	6401,97	69	11212,5	10822,5	3900	2500	18362,5	-4937,2
<b>Vestíbulo P1</b>	0,0	793,17	3450	6660	1200	0	19971,4	-5369,8
<b>M. Adultos</b>	3206,84	586,82	18687,5	18037,5	3900	2500	30844,6	-8293,3
<b>M. Juvenil</b>	9418,94	267,53	3392,5	3274,5	702	1250	5192,6	-1396,10
<b>Vestíbulo P2</b>	0,0	295,97	2415	2331	840	0	13980	-3758,76
<b>S. animación</b>	0,0	264,05	748	1331	563	250	1874	-503,9
<b>Reprografía</b>	0,0	390,23	297,5	332,5	326,67	3000	1509,81	-406,
<b>S. Multiusos</b>	0,0	664,62	773,5	864,5	627	750	2087	-561,1
<b>Vestíbulo P3</b>	0,0	1612,9	4772,5	4606,5	1656,6	0	27570,5	-7413,05
<b>Despacho 1</b>	178,16	92,29	57,5	55,5	125	500	249,56	-67,13
<b>Despacho 2</b>	178,16	119,22	115	111	160	500	288,5	-77,53
<b>Despacho 3</b>	178,16	92,29	57,5	55,5	125	500	249,56	-67,13
<b>Despacho 4</b>	178,16	92,29	57,5	55,5	125	500	249,56	-67,13
<b>Taller 1</b>	0,0	378,84	748	1331	528,6	750	1692,9	-455,24
<b>Taller 2</b>	6055,03	475,88	816	1452	620	750	2063,7	-554,9
<b>Taller 3</b>	0,0	389,78	612	1089	429,1	750	1428,3	-384
<b>Taller 4</b>	0,0	419,57	544	968	418,5	750	1393	-374,5
<b>Taller 5</b>	0,0	478,2	612	1089	474,5	750	1579,4	-424,7
<b>Taller 6</b>	712,63	357,83	680	1210	484,1	750	1611,4	-433,33
<b>S. Reuniones</b>	712,63	385,78	1495	1443	209,24	1000	3350,7	-1020,25
<b>Escenario</b>	0,0	3296,5	21201	12415	3300	5000	33906,9	-9116,67

#### 4.5 TABLA RESUMEN DEL CÁLCULO DE CARGAS EN INVIERNO

		Infiltración y Ventilación	
	Muros (W)	Sensible (W)	Latente (W)
<b>Camerinos</b>	488,35	1500,67	936,6
<b>Vestíbulo P0</b>	5357,34	140233,18	87519
<b>Despacho</b>	496,74	835,2	512,2
<b>S. Estudios</b>	398,55	44589,08	27827,83
<b>Vestíbulo P1</b>	2709,04	48495,7	30265,9
<b>M. Adultos</b>	2799,83	74898,87	46744,03
<b>M. Juvenil</b>	770,18	12068,87	7869,1
<b>Vestíbulo P2</b>	754,09	339747	21186,1
<b>S. animación</b>	728,03	4550,4	2840
<b>Reprografía</b>	462,44	3667,5	2280,4
<b>S. Multiusos</b>	1291,82	5067,8	3162,8
<b>Vestíbulo P3</b>	2453,22	66948,27	41782,5
<b>Despacho 1</b>	134,06	606,2	378,3
<b>Despacho 2</b>	182,88	700,5	437,17
<b>Despacho 3</b>	134,06	606,2	378,3
<b>Despacho 4</b>	134,06	606,2	378,3
<b>Taller 1</b>	448,74	4110,81	2565,5
<b>Taller 2</b>	617,12	5011,22	3127,5
<b>Taller 3</b>	601,07	3468,24	2164,5
<b>Taller 4</b>	743,35	3382,57	2111
<b>Taller 5</b>	839,98	3835,2	2393,5
<b>Taller 6</b>	523,56	3912,8	2442
<b>S. Reuniones</b>	556,66	8136,5	5077,95
<b>Escenario</b>	8542,69	82334,87	51384,8

Tabla 8: Resumen de las cargas térmicas en invierno.

---

## 5. CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE REFRIGERANTE

---

### 5.1 UNIDADES DE TRATAMIENTO: FAN-COILS

---

Un fan-coil consiste en una batería de intercambio agua-aire, y un electro-ventilador.

El aire de la habitación es forzado a atravesar el intercambiador enfriándolo para ser de nuevo lanzado al local; dependiendo de si a las baterías está llegando agua caliente o fría funcionará como un radiador o como un refrigerador.



*Fig. 5. Fan-coil*

Los componentes principales de un fan-coil son:

- **Carcasa o chasis:** es el elemento que sostiene el resto de elementos.
- **Batería enfriadora de cobre con aletas de aluminio:** es la parte donde se lleva a cabo el intercambio de calor o frío. Posee conexiones hidráulicas para conectarlo al circuito de distribución de agua.
- **Ventilador centrífugo o tangencial:** encargado de impulsar el aire al local.
- **Bandeja de recogida de condensados:** con salida a tubo de desagüe.
- **Filtro de aire:** evita la entrada de partículas nocivas.

---

### 5.1.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DEL EQUIPO

---

Para la selección de nuestros equipos hemos tenido en cuenta la carga máxima de refrigeración y calefacción del local sin tener en cuenta la producida por el aire de ventilación; ya que este es tratado por un climatizador aparte.

---

#### CÁLCULO DEL VOLUMEN DE IMPULSIÓN

---

Para el cálculo del volumen de aire a impulsar usaremos el siguiente balance:

$$Q_{sens\ T} = m_{imp} \cdot C_p \cdot (T_L - T_{imp})$$

- $Q_{sens}$  = Carga sensible del local [W]
- $m_{imp}$  = gasto másico a impulsar [kg/s]
- $C_p$  = Calor específico del aire 1.005 [J/kg °C]
- $(T_L - T_{imp})$  = Temperatura del local menos temperatura de impulsión [°C].

Elegiremos una temperatura de impulsión y con ello calcularemos el gasto másico necesario para cubrir la carga sensible del local.

$$m_{imp} = \frac{Q_{sens\ T}}{C_p (T_L - T_{imp})}$$

La temperatura de impulsión no debe estar muy por debajo de la del local para evitar condensaciones.

Como lo que nos pide el catálogo del fabricante es el caudal volumétrico lo hallaremos a través de esta expresión:

$$V_{imp} = \frac{m_{imp}}{\rho}$$

- $V_{imp}$  = gasto volumétrico (m<sup>3</sup>/s).
- $m_{imp}$  = gasto másico de impulsión (kg/s).
- $\rho$  = densidad del aire 1.2 (kg/m<sup>3</sup>).

---

### CÁLCULO DE LAS CONDICIONES DE IMPULSIÓN DEL AIRE

---

Para calcular las condiciones de impulsión de ese aire aplicaremos el siguiente balance.

$$Q_T = m_{imp} (h_L - h_{imp})$$

- $Q_T$  = Carga total del local (W)
- $m_{imp}$  = gasto másico impulsado (kg/s)
- $(h_L - h_{imp})$  = Entalpía del local menos entalpía de impulsión (J/kg)

Con ello obtendremos la entalpía de impulsión, que junto con la temperatura seleccionada nos dará las condiciones del aire cuando abandona el fan-coil.

Este punto se encontrará en la recta de impulsión del local calculada a partir del diagrama psicrométrico y mediante el FCSE (factor de calor sensible) que es una relación entre el calor sensible y el total y que nos indica cómo evoluciona el aire introducido en el local.

$$FCSE = \frac{Q_{sensible}}{Q_{sensible} + Q_{latente}}$$

### 5.1.2 EJEMPLO DE CÁLCULO DE UN FAN-COIL.

#### DATOS DE PARTIDA

Local: Camerinos.

En estos valores no se tiene en cuenta la carga producida por la ventilación del local, ya que ese aire, será tratado por un climatizador aparte que se encargará de tratarlo e impulsarlo a las condiciones del local y que posteriormente explicaremos como calcularlo.

$$Q_{\text{sens}} = 1266,39 \text{ W}$$

$$Q_{\text{lat}} = 641 \text{ W}$$

$$Q_{\text{T}} = 1907,4 \text{ W}$$

$$T_{\text{local}} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$h_{\text{local}} = 50,3 \text{ KJ/kg}$$

$$T_{\text{imp}} = 15^{\circ}\text{C}$$

#### CÁLCULOS

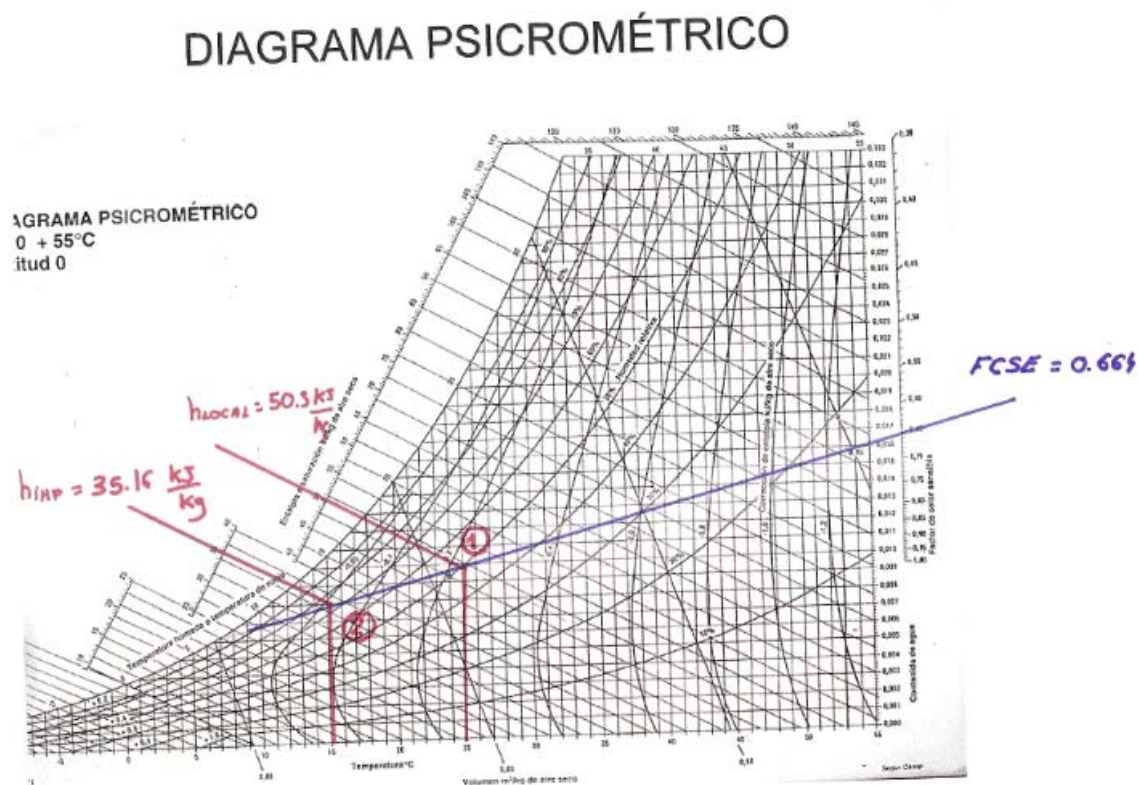
$$m_{\text{imp}} = \frac{1266,39}{1,005 \cdot (25 - 15)} = 0,126 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$V \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = \frac{0,126 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,105 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 378 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$h_{\text{imp}} = \frac{0,126 \cdot 50300 - 1907,4}{0,126} = 35161,9 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 35,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$FCSE = \frac{1266,39}{1266,39 + 641} = 0,664$$





Para trazar este diagrama hemos partido de las condiciones interiores de nuestro local. Punto 1.

Hemos trazado la recta FCSE que nos indica la evolución del aire una vez introducido en el local. Teniendo en cuenta que nuestra temperatura de impulsión es de 15°C, el punto donde la recta corte a esta temperatura tendremos las condiciones de impulsión de nuestro local que coinciden con las calculadas.

A partir de estos cálculos hemos seleccionado un fan-coil cuyas características son:

- Modelo 25 centrífugo. Con una potencia total frigorífica de 2721 W y un caudal máximo de 601,2 m³/h.

## 5.1.2 TABLA RESUMEN DE LOS FANCOILS ESCOGIDOS.

LOCAL	CARGAS EN VERANO			FAN-COILS			
	Sensible (W)	Latente (W)	V <sub>calculado</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Modelo 42N -C	N.Un	P <sub>frig</sub> Un (W)	V <sub>max</sub> Un (m <sup>3</sup> /h)
Camerinos P0	1266,4	641,0	378,0	25	1	2721,6	601,2
Despachos P1	1534,7	174,8	458,1	25	1	2721,6	601,2
Sala de animación P2	1998,3	1397,6	596,5	43	1	4170	856,8
Reprografía P3	4405,4	349,1	1315,0	33	2	3106,4	684
Sala multiusos P3	3068,9	864,5	916,1	60	1	4011,2	1220,4
Despacho 1 P3	1036,5	27,0	309,4	25	1	2721,6	601,2
Despacho 2 P3	1166,7	85,2	348,3	25	1	2721,6	601,2
Despacho 3 P3	1036,5	27,0	309,4	25	1	2721,6	601,2
Despacho 4 P3	1036,5	27,0	309,4	25	1	2721,6	601,2
Taller 1 P3	2632,1	1397,6	785,7	50	1	4643	1015,2
Taller 2 P3	9267,5	1524,6	2766,4	43	2	4170	856,8
Taller 3 P3	2384	1143,5	711,6	43	1	4170	856,8
Taller 4 P3	2328,6	1016,4	695,1	43	1	4170	856,8
Taller 5 P3	2526,8	1143,5	754,3	43	1	4170	856,8
Taller 6 P3	3234,3	1270,5	965,5	60	1	4011,2	1220,4
Sala de reuniones P3	4134,8	1389,9	1234,3	43	2	4170	856,8
Vestíbulo P3	8781,6	4836,8	2621,4	60	3	4011,2	1220,4

Tabla 9. Resumen fan-coils escogidos [verano]

LOCAL	CARGAS EN INVIERNO			FAN-COILS			
	Sensible (W)	Latente (W)	V <sub>calculado</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Modelo 42N –C	N.Un	P <sub>frig</sub> Un (W)	V <sub>max</sub> Un (m <sup>3</sup> /h)
Camerinos P0	512,8	0,0	153,1	25	1	1700	601,2
Despachos P1	521,6	0,0	155,7	25	1	1700	601,2
Sala de animación P2	764,4	0,0	228,2	43	1	2040	856,8
Reprografía P3	485,6	0,0	144,9	33	2	1790	684
Sala multiusos P3	1356,4	0,0	404,9	60	1	3260	1220,4
Despacho 1 P3	140,8	176,6	42,0	25	1	1700	601,2
Despacho 2 P3	192,0	176,6	57,3	25	1	1700	601,2
Despacho 3 P3	140,8	176,6	42,0	25	1	1700	601,2
Despacho 4 P3	140,8	176,6	42,0	25	1	1700	601,2
Taller 1 P3	471,2	0,0	140,6	50	1	2150	1015,2
Taller 2 P3	648,0	0,0	193,4	43	2	2040	856,8
Taller 3 P3	631,1	0,0	188,4	43	1	2040	856,8
Taller 4 P3	780,5	0,0	233,0	43	1	2040	856,8
Taller 5 P3	882,0	0,0	263,3	43	1	2040	856,8
Taller 6 P	549,7	0,0	164,1	60	1	2260	1220,4
Sala de reuniones P3	584,5	706,2	174,5	43	2	2040	856,8
Vestíbulo P3	2575,9	0,0	2335,8	60	3	2660	1220,4

Tabla 10. Resumen fan-coils escogidos [invierno]

En total se han colocado un total de **22 fan-coils** de la marca **CARRIER** y del modelo **42N** con baterías de **4 tubos**. Las unidades estarán colocadas en el falso techo. Su ubicación puede verse en los planos que se encuentran en el documento.

**NOTA:** Los cálculos detallados de cada uno de los fan-coils están situados en el ANEXO.

---

## 5.2 RED DE DISTRIBUCIÓN DE REFRIGERANTE

---

La red de tuberías será la encargada de transportar el agua proveniente de la enfriadora o caldera hasta las baterías de frío y calor de los climatizadores y fan-coils.

Como se trata de una instalación a cuatro tubos la red constará de dos tuberías de agua fría (ida y retorno) y dos de agua caliente.

Para definir cada tramo de la red hemos usado los siguientes parámetros:

- **Sección de paso.** Es el área en  $m^2$  interior al paso del aire.
- **Factor de fricción.** Es un parámetro adimensional que nos indica la dificultad que tiene el agua, para atravesar la tubería.
- **Velocidad.** Se mide en m/s. Un aumento de la velocidad supondrá un aumento del nivel de ruido y la pérdida de carga.
- **Caudal.** Es la cantidad de agua que atraviesa una determinada sección por unidad de tiempo. Se mide en  $m^3/s$  o en  $m^3/h$ .
- **Pérdida de carga.** Es la pérdida de presión que se produce en la tubería debido a los choques y rozamientos con las paredes y que provocan el frenado del mismo. De la magnitud de este factor dependerá la elección de las bombas que tendrán que aportar la presión necesaria al agua para permitir a esta llegar hasta el punto más alejado.

---

### 5.2.1 CÁLCULOS TÉCNICOS DE SELECCIÓN DE TUBERÍAS

---

Para la selección de nuestras tuberías nos hemos basado en la tabla de pérdidas por rozamiento en tuberías de acero. (Carrier, *"Manual de Aire acondicionado"* 1992). [Tabla situada en el Anexo].

Esta tabla relaciona cuatro parámetros (caudal, velocidad, pérdida de carga y diámetro). A partir de dos de ellos obtendremos los otros dos.

Esta está basada en la fórmula de Darcy- Weisbach:

$$\Delta P = f \frac{L}{d} * \rho * \frac{v^2}{2}$$

- $\Delta P$ = Pérdida de carga en Pa.
- $f$ = factor de fricción. Es un parámetro adimensional que depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa.
- $L$ = longitud de la tubería (m)
- $D$ = diámetro de la tubería (m)
- $V$ = velocidad del agua (m/s)
- $\rho$  = Densidad del agua (1000 Kg/m<sup>3</sup>)

Para la selección del diámetro de nuestras tuberías hemos entrado en la tabla a partir del caudal de cada tubería (obtenido según las necesidades de agua de cada fan-coil) y hemos escogido el menor diámetro estándar teniendo en cuenta:

- Una pérdida de carga inferior a 294 Pa/m (30mm.c.a/m) de longitud equivalente.
- Una velocidad con valores superiores a 0.5 m/s ya que si no pueden producir sedimentaciones.
- Una velocidad con valores inferiores a 2 m/s, ya que pueden provocar ruido así como erosiones en las tuberías.

Para obtener la pérdida de carga total tendremos que multiplicar la pérdida obtenida en la tabla por la longitud de la tubería y a ello sumarle la pérdida de carga producida en los accesorios.

Para el cálculo de las pérdidas en los accesorios hemos utilizado el gráfico de longitudes equivalentes situado en los anexos que consiste en valorar cuántos metros de tubería recta del mismo diámetro producen una pérdida de carga equivalente a la que se produce en nuestro accesorio.

### 5.2.2 HOJA DE CÁLCULO DE TUBERÍAS.

Éste es un ejemplo de una tubería de la planta tercera. En él está especificado el tramo (numerado en el plano), caudal, perdida de carga, velocidad, diametro, longitud de la tubería recta, longitud equivalente debida a los accesorios de cada tramo y la pérdida total. Ésta última es obtenida sumando la longitud equivalente con la longitud recta y todo ello multiplicado por la pérdida.

PLANTA 3											
TRAMO	CAUDAL m³/h	PERDIDA Pa/m	VELOCIDAD (m/s)	Diametro (mm)	LONGITUD (m)	PERDIDA PRIMARIA (Pa)	Longitud equivalente (m)			PERIDIDA SECUNDARIA (Pa)	PERDIDA TOTAL (Pa)
							Codo	T	Reduccion		
0	15,448	294	1,4	70	3,3	970,20		5		1470	2440,20
1	13,72	245	1,2	70	4,5	1100,54		5		1225	2325,54
2	6,59	166,6	0,8	50	1,8	293,41		1		166,6	460,01
3	1,22	196	0,6	25	2,5	495,88		0,5		98	593,88
4	0,61	147	0,5	25	0,7	102,90				0	102,90
5	0,61	147	0,5	25	6,7	979,02	0,5			73,5	1052,52
6	5,36	117,6	0,65	50	3,1	369,85		3,25		382,2	752,05
7	1,61	98	0,5	32	1,7	164,93		0,85	0,3	112,7	277,63
8	0,43	147	0,5	25	1,0	147,00				0	147,00
9	1,30	205,8	0,6	25	2,5	517,18		0,4		82,32	599,50
10	0,43	147	0,5	25	1,0	147,00				0	147,00
11	0,86	147	0,5	25	2,4	349,86		0,4		58,8	408,66
12	0,43	147	0,5	25	1,0	147,00				0	147,00
13	0,43	147	0,5	25	4,0	584,03	0,5			73,5	657,53
14	3,64	176,4	0,75	40	4,5	793,80		1,2	0,35	273,42	1067,22
15	0,97	147	0,5	25	0,7	104,37				0	104,37
16	2,66	22,5	0,75	32	1,8	40,82		0,8		18	58,82
17	0,97	147	0,5	25	1,7	249,02				0	249,02
18	1,69	107,8	0,5	40	8,6	924,92		0,5		53,9	978,82
19	0,72	147	0,5	25	0,8	111,72				0	111,72

Tabla 11: selección de tuberías

NOTA: el resto de los cálculos están reflejados en el anexo.

## 6. CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE

### 6.1 UNIDADES DE TRATAMIENTO: CLIMATIZADORES

Son equipos que, conectados a una red de distribución de agua se encargan de mantener el aire en las condiciones de confort preestablecidas.

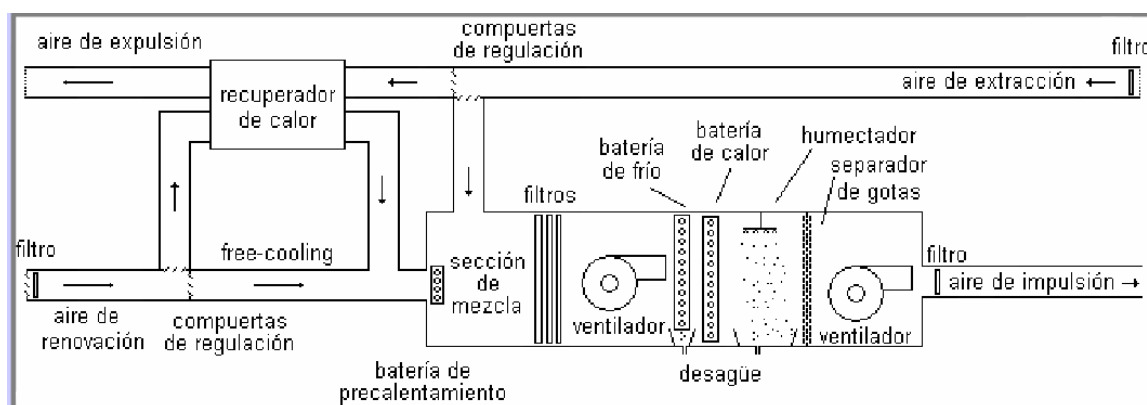


Fig. 6: esquema del climatizador. [“Instalaciones de climatización y ventilación”].

Consta de varias partes:

- **Sección de mezcla:** se trata de una caja con compuertas de aire que permiten ajustar los niveles de aire de retorno, de aire exterior, y el de expulsión de aire sobrante, en los porcentajes deseados.
- **Sección de filtros:** son armazones con una tela metálica sobre la que se coloca un fieltro fino, que retendrá las partículas y fibras arrastradas por el aire.
- **Sección de ventiladores:** Su función es aportar al aire la presión necesaria para alcanzar el punto más alejado del sistema venciendo la pérdida de carga producida en conductos y accesorios.

- **Sección de baterías de frío y de calor:** consiste en un serpentín de cobre con aletas de aluminio, conectado al circuito de agua de la enfriadora o caldera, por el que hacemos pasar el aire proveniente de la caja de mezcla. Esta sección cuenta a su vez con una bandeja de recogida de condensaciones en la batería de frío. Esta sección junto a la de ventilación, permiten modificar la relación de calor sensible/latente, variando la velocidad del ventilador, o el caudal de agua que pasa a través de la batería.
- **Sección de humidificación:** en esta zona hay un equipo que inyecta agua en el flujo de aire, al objeto de aumentar la humedad relativa del aire.
- **Sección de recuperación:** es un equipo que sirve para recuperar el calor del aire de extracción del local, cediéndolo al aire nuevo que entra, de forma que ahorramos energía térmica.

El sistema de “free-cooling” o enfriamiento gratuito consiste en cortar el suministro de agua fría a la batería, y tomar todo el aire del exterior cuando la temperatura ambiente es menor que la necesaria en el local.

Nuestro edificio cuenta con cuatro climatizadores que cubrirán las demandas de:

- Escenario y vestíbulo de la planta baja. Su ubicación se encuentra en la planta primera.
- Sala de estudios y vestíbulo de la planta primera Su ubicación se encuentra en la planta primera.
- Mediateca juvenil y de adultos y vestíbulo de la planta segunda. Su ubicación se encuentra en la planta segunda.
- Climatizador de aire primario que cubre la ventilación de todos los locales climatizados con fan-coils. Ubicado en la cubierta.

En los tres primeros climatizadores hemos admitido una simultaneidad de uso, de manera que hemos decidido tener en cuenta solamente un 30% de la carga máxima del vestíbulo [que será la que normalmente exista], ya que los cálculos nos indican una



capacidad teórica de personas que solo será real cuando el local adjunto al sistema esté mayoritariamente vacío.

Pongamos como ejemplo el primer climatizador. La ocupación teórica del vestíbulo es de 174 personas, pero esta ocupación, por tratarse de una zona de paso o de descanso solamente se dará en el momento que la gente que está en el salón de actos haga un descanso. En este momento se produciría el pico de carga máximo en el vestíbulo, pero el salón de actos estará vacío con lo cual podemos dedicar la potencia que antes usábamos para la climatización del salón de actos al vestíbulo.

---

#### 6.1.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DEL EQUIPO: BATERÍAS

---

Para llevar a cabo la selección de baterías contamos con los datos previamente calculados de:

- Demanda térmica del local, con el porcentaje de calor sensible y latente.
- Niveles de ventilación necesarios en cada local.
- Condiciones exteriores e interiores de cálculo.

---

#### CÁLCULO DEL CAUDAL VOLUMÉTRICO

---

Para el cálculo de las necesidades de nuestro climatizador hemos aplicado el balance de energía entre los puntos 1 y 2:

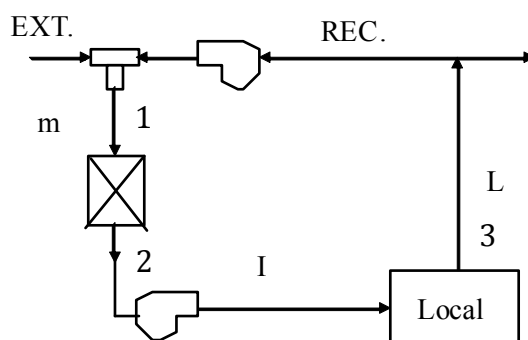


Fig.7: esquema de ciclo del aire [bibliografía UC3M]

#### Batería de frío.

$$Q_{sen T} = m_{vent} C_p (T_{ext} - T_{imp}) + m_{rec} C_p (T_L - T_{imp})$$

**Batería de calor.**

$$Q_{sen T} = m_{vent} C_p (T_{imp} - T_{ext}) + m_{rec} C_p (T_{imp} - T_L)$$

- $Q_{senT}$  = carga sensible total [W].
- $m_{vent}$  = gasto másico de aire de ventilación [kg/s].
- $m_{rec}$  = gasto másico de aire de recirculación [kg/s].
- $C_p$  = calor específico del aire 1.005 [J/kg °C].
- $(T_L - T_{imp})$  = temperatura del local menos temperatura de impulsión [°C].
- $(T_{ext} - T_{imp})$  = temperatura exterior menos temperatura de impulsión [°C].

Impondremos una temperatura de impulsión y hallaremos con esto el caudal másico de aire recirculado.

**Batería de frío.**

$$m_{rec} = \frac{Q_{sen T} - m_{vent} * C_p * (T_{ext} - T_{imp})}{C_p * (T_L - T_{imp})}$$

**Batería de calor.**

$$m_{rec} = \frac{Q_{sen T} - m_{vent} * C_p * (T_{imp} - T_{ext})}{C_p * (T_{imp} - T_L)}$$

Este caudal másico sumado al caudal de ventilación será el caudal total de impulsión de nuestro local.

Para hallar el caudal volumétrico que aparece en la selección de catálogos dividiremos el gasto másico entre la densidad del aire.

$$V_{imp} = \frac{m_{imp} + m_{vent}}{\rho}$$

- $V_{imp}$ = gasto volumétrico (m<sup>3</sup>/s).
- $m$ = gasto másico (kg/s).
- $\rho$ = densidad del aire 1.2 (kg/m<sup>3</sup>).

### CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE DE IMPULSIÓN

Para la selección de las condiciones de impulsión del aire aplicaremos el siguiente balance de nuevo entre los puntos 1 y 2 de la figura anterior.

#### Batería de frío.

$$Q_T = m_{vent} (h_{ext} - h_{imp}) + m_{rec} (h_L - h_{imp})$$

#### Batería de calor.

$$Q_T = m_{vent} (h_{imp} - h_{ext}) + m_{rec} (h_{imp} - h_L)$$

- $Q_T$  = Carga total del local [W]
- $m_{imp}$ = gasto másico impulsado [kg/s]
- $m_{vent}$  = gasto másico de aire de ventilación [kg/s].
- $(h_{ext} - h_{imp})$  = entalpía exterior menos entalpía de impulsión [J/kg]
- $(h_L - h_{imp})$  = entalpía del local menos entalpía de impulsión [J/kg]

De donde despejaremos la  $h_{imp}$  que junto con la  $T_{imp}$  previamente impuesta obtendremos las condiciones de impulsión del aire al local.

#### Batería de frío

$$h_{imp} = \frac{m_{vent} * (h_{ext}) + m_{rec} * (h_{loc}) - Q_T}{(m_{rec} + m_{vent})}$$

### Batería de calor

$$h_{imp} = \frac{m_{vent} * (h_{ext}) + m_{rec} * (h_{loc}) + Q_T}{(m_{rec} + m_{vent})}$$

Este punto se encontrará en el punto de corte de la recta de impulsión del local RSHF [que no tiene en cuenta la carga producida por el aire de ventilación] y que pasa por las condiciones interiores del local con la recta GSHF [que tiene en cuenta la carga total] y que pasa por las condiciones de mezcla del aire recirculado con el aire de ventilación.

$$RSHF = \frac{Q_{sensibleLocal}}{Q_{sensibleLocal} + Q_{latenteLocal}}$$

$$GSHF = \frac{Q_{sensibleTotal}}{Q_{sensibleTotal} + Q_{latenteTotal}}$$

### 6.1.2 EJEMPLO DE HOJA DE CÁLCULO DE UN CLIMATIZADOR.

Véase el ejemplo de cálculo de la batería de un climatizador de nuestro sistema.

#### BATERIA DE FRÍO

$$Q_{sensT} = 50302,16 \text{ W}$$

$$Q_T = 57201,4 \text{ W}$$

$$Q_{sensLOCAL} = 27002,2 \text{ W}$$

$$T_{local} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{imp} = 19^\circ\text{C}$$

$$T_{ext} = 34,2^\circ\text{C}$$

$$h_{local} = 50,3 \text{ Kj/kg}$$

$$h_{ext} = 57,1 \text{ Kj/kg}$$

$$m_{vent} = 2,52 \text{ kg/s}$$

Nuestro gasto másico de impulsión será:

$$m_{rec} = \frac{50302,16 - 1005 * 2,52 * (34,2 - 19)}{1005 * (25 - 19)} = 1,958 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{mezcla} = \frac{1,958 \cdot 25 + 2,52 \cdot 34,2}{1,958 + 2,52} = 30,1^{\circ}\text{C}$$

$$V_{imp} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) = \frac{\frac{(2,52 + 1,958) \text{ kg}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 3,73 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 13434 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$h_{imp} = \frac{2,52 \cdot 57100 + 1,958 \cdot 50300 - 57201,4}{2,52 + 1,958} = 41352,83 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 41,35 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$GSHF = \frac{50302,16}{57201,4} = 0,88$$

$$FCSE = \frac{27002,2}{27002,2 + 13164} = 0,67$$

## DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

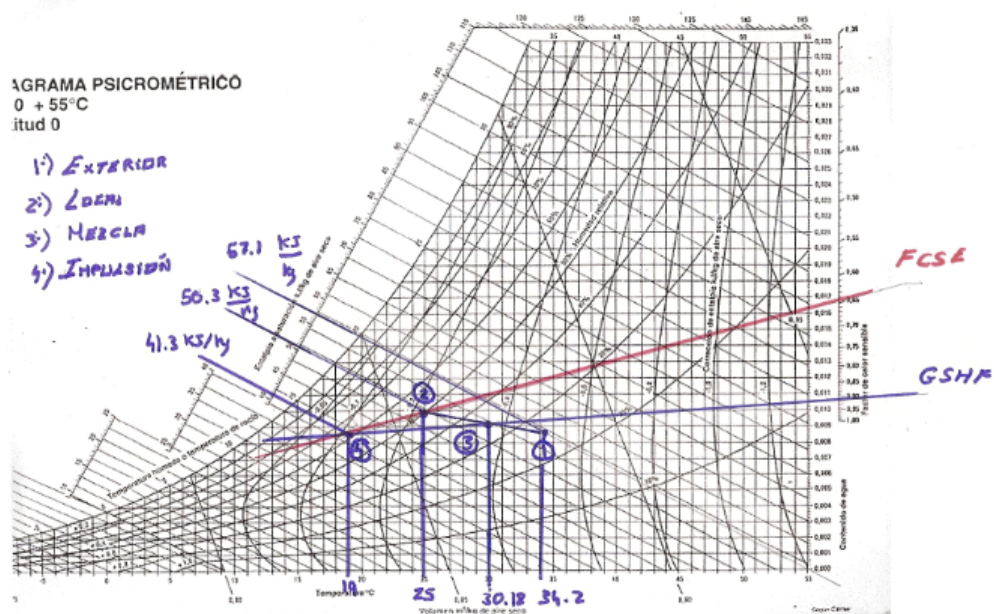


Fig. 8: diagrama de selección del climatizador: batería de frío

Este diagrama representa el cambio que sufre el aire al pasar a través del climatizador.

El punto 1 nos indica las condiciones exteriores y el punto 2 las condiciones de nuestro local. La recta GSHF partirá del punto de mezcla y evolucionará hasta el punto 4 de impulsión del local y de encuentro con la recta FCSE.

### Batería de calor

$$Q_{\text{sensT}} = 59706,12 \text{ W}$$

$$Q_T = 98459,2$$

$$Q_{\text{sensLOCAL}} = 47226,3 \text{ W}$$

$$T_{\text{local}} = 22^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{imp}} = 23^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ext}} = -0,34^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{local}} = 45,1 \text{ Kj/kg}$$

$$h_{\text{ext}} = 7,1 \text{ Kj/kg}$$

$$m_{\text{vent}} = 2,52 \text{ kg/s}$$

Nuestro gasto másico de impulsión será:

$$m_{\text{rec}} = \frac{59706,12 - 2,52 \cdot 1005 \cdot (23 + 0,34)}{1,005 \cdot (23 - 22)} = 0,592 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2132,18 \frac{\text{kg}}{\text{sh}}$$

$$V_{\text{imp}} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) = \frac{\frac{(0,592 + 2,52) \text{ kg}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 2,593 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 9336 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$h_{\text{imp}} = \frac{2,52 \cdot 7100 + 0,592 \cdot 45100 + 98459,2}{2,52 + 0,592} = 45967 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 45,97 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}}$$

$$GSHF = \frac{59706,12}{98459,2} = 0,606$$

$$FCSE = \frac{3127,9}{3127,9 + 1677,2} = 0,65$$



### 6.1.3 TABLA RESUMEN DE LOS BATERÍAS ESCOGIDAS.

Para cumplir con la demanda hemos colocado 4 climatizadores de la serie **TKM-50** del fabricante **TROX**, cuyas características técnicas son:

#### BATERIA DE FRÍO

	Modelo	Caudal aire (m <sup>3</sup> /h)	Caudal agua (l/h)	Potencia (W)	Δ P aire (Pa)	ΔP agua (KPa)
<b>Clim-1</b>	Tamaño 8	25850	28700	166898.47	163	22,554
<b>Clim- 2</b>	Tamaño 6	16550	18317	106517.2	105	32,36
<b>Clim-3</b>	Tamaño 8	25850	28700	166898.47	163	22,554
<b>Clim-4</b>	Tamaño 6	9450	13357	77677	42	17,65

Tabla 12: selección de batería de frío del climatizador

#### BATERIA DE CALOR

	Modelo	Caudal aire (m <sup>3</sup> /h)	Caudal agua (l/h)	Potencia (W)	Δ P aire (Pa)	ΔP agua (KPa)
<b>Clim-1</b>	Tamaño 8	25850	39912	232098.2	110	19,61
<b>Clim-2</b>	Tamaño 6	14200	20494	119175.98	54	26,48
<b>Clim-3</b>	Tamaño 8	22150	36381	211559.8	87	16,67
<b>Clim-4</b>	Tamaño 6	14200	20494	119175.98	54	26,48

Tabla 13: selección de batería de calor del climatizador



---

## 6.2 RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

---

Los conductos de aire son los encargados de distribuir el caudal de aire por las distintas zonas.

Para el desarrollo de nuestro proyecto hemos elegido conductos rectangulares y de chapa de acero.

Los parámetros que hemos definidos en los conductos son:

- **Sección de paso.** Es el área en m<sup>2</sup> interior al paso del aire.

En nuestro caso por tratarse de conductos rectangulares es:

$$S = A \times B$$

Siendo:

- S= superficie en[ m<sup>2</sup>]
  - A= ancho en [m].
  - B = Alto en [m].
- 
- **Rugosidad.** La rugosidad nos indica la facilidad que tiene el aire para circular, dependiendo del tipo de superficie de contacto entre la tubería y el aire. En nuestro caso se trata de conductos de acero cuyo factor de rugosidad es 0.9.
  - **Velocidad.** La velocidad de circulación del aire por el interior del conducto se mide en m/s. Un aumento de la velocidad por encima de los valores recomendados supondrá un aumento del nivel de ruido y la pérdida de carga en los conductos.
  - **Caudal.** Es el volumen de aire que atraviesa una determinada sección por unidad de tiempo. Se mide en m<sup>3</sup>/s o en m<sup>3</sup>/h.
  - **Pérdida de carga.** Es la pérdida de presión que se produce en un conducto debido a los choques y rozamientos con las paredes y que provocan el frenado del mismo. De la magnitud de este factor

dependerá la elección de nuestro ventilador que será el necesario para vencer esta pérdida de carga.

La pérdida de carga depende de:

- La velocidad del aire.
- La forma del conducto.
- El material del conducto.

---

### 6.2.1 CALCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE CONDUCTOS

---

Para la elección de nuestros conductos hemos elegido el método de pérdida de carga constante, que consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema.

El procedimiento consiste en elegir una velocidad inicial en el conducto principal siguiendo las recomendaciones de ruido establecidas.

Una vez elegida esta velocidad, y partiendo del caudal de aire total a suministrar, se determina la pérdida de carga unitaria que debe mantenerse constante en todos los conductos.

#### PÉRDIDA DE CARGA PRIMARIA.

---

Para calcular la primera pérdida de carga partiremos de la velocidad elegida y del caudal máximo de manera que obtendremos nuestro diámetro equivalente a través de la fórmula:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

- V= velocidad del conducto (m/s).
- Q= Caudal de aire que circula por el tramo principal (m<sup>3</sup>/s).
- D= diámetro equivalente de conducto circular (m).

Una vez obtenido el diámetro equivalente y con el caudal del que partimos calcularemos la pérdida de carga por unidad de longitud que mantendremos constante en el resto de los tramos a partir de la siguiente fórmula:

$$\frac{\Delta P}{L} = \alpha * 21,80 * 10^{-3} * Q^{1,82} \cdot \frac{82}{D^{4,86}}$$

- $\Delta P$ = Pérdida de carga (Pa)
- $L$ = Longitud del tramo (m)
- $\alpha$  = Coeficiente adimensional (0.9 para chapa galvanizada)
- $Q$ = Caudal de aire que circula por cada tramo (m<sup>3</sup>/s)
- $D$ = diámetro equivalente de conducto circular (m)

Para el cálculo del diámetro y velocidad del resto de los tramos usaremos las fórmulas de forma inversa.

A partir del caudal y la pérdida de carga de cada tramo hallaremos el diámetro equivalente de nuestra tubería. Una vez hallado éste lo sustituiremos junto al caudal en la primera fórmula para hallar la velocidad de cada tramo.

### PERDIDA DE CARGA SECUNDARIA

Una vez diseñado el diámetro de cada uno de los conductos calcularemos la pérdida de carga secundaria producida por la modificación de la velocidad en los accesorios de las tuberías.

$$\Delta P = \rho * C * \frac{v^2}{2}$$

- $\Delta P$ = pérdida de carga (Pa) del tramo debida al accesorio.
- $\rho$  = densidad del aire (1,2 kg/m<sup>3</sup>)

- C= coeficiente de pérdida dinámica (adimensional). Obtenido del libro de normativa ASHRAE.
- V= velocidad del conducto (m/s).

### PÉRDIDA DE CARGA TOTAL

La obtendremos multiplicando la pérdida de carga primaria por la longitud del tramo a ello le sumaremos la pérdida de carga secundaria.

#### 6.2.2 HOJA DE CÁLCULO DE UN NUESTRO CONDUCTO.

Véase que en la hoja de cálculo hemos especificado todos los parámetros previamente explicados.

VESTÍBULO PLANTA 0 Y ESCENARIO													
TRAMO	CAUDAL (m³/h)	CAUDAL (m³/s)	PERDIDA (Pa)/m	VELOCIDAD (m/s)	SECCIÓN (m²)	DIAMETRO EQ (m)	axb	LONGITUD	PERDIDA PRIMARIA(PA)	Coeficiente de perdidas dinamicas (C)		PERIDIDA SECUNDARIA (PA)	P TOTAL (PA)
										CODO	DERIVACIÓN		
0	19369,07	5,38	0,53	7,50	0,72	0,96	500x1700	9,10	4,78	1,20		40,63	45,40
1	16317,1	4,53	0,53	7,18	0,63	0,90	500x1700	16,11	8,46	1,56	0,30	57,78	66,24
2	5439,05	1,51	0,53	5,45	0,28	0,59	450x700	3,06	1,60		0,40	7,07	8,67
3	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,16	0,61		0,60	5,35	5,96
4	4079,28	1,13	0,53	5,07	0,22	0,53	400x600	1,58	0,83		-0,06	-0,85	-0,02
5	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,24	0,65		0,31	2,77	3,42
6	2719,52	0,76	0,53	4,58	0,16	0,46	400x450	1,81	0,95		-0,04	-0,44	0,51
7	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,14	0,60		0,52	4,64	5,24
8	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	3,68	1,93	0,40	0,05	3,97	5,90
9	10878,1	3,02	0,53	6,49	0,47	0,77	500x1050	1,62	0,85		0,00	0,00	0,85
10	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,15	0,60		2,07	18,47	19,07
11	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,41	0,74		2,07	18,47	19,21
12	8158,57	2,27	0,53	6,04	0,38	0,69	400x950	1,59	0,83		0,13	2,85	3,68
13	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,41	0,74		2,44	21,77	22,51
14	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,15	0,60		2,44	21,77	22,37
15	5439,05	1,51	0,53	5,45	0,28	0,59	450x700	1,63	0,85		0,14	2,42	3,27
16	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,41	0,74		0,38	3,39	4,13
17	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,15	0,60		0,38	3,39	3,99
18	2719,52	0,76	0,53	4,58	0,16	0,46	400x450	1,55	0,81		0,14	1,71	2,52
19	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,41	0,74		0,30	2,68	3,42
20	1359,76	0,38	0,53	3,85	0,10	0,35	300x350	1,15	0,60		0,30	2,68	3,28
21	7453,36	2,07	0,53	5,90	0,35	0,67	450X850	3,50	1,84		0,00	0,00	1,84
22	1863,37	0,52	0,53	4,17	0,12	0,40	300X450	0,20	0,11		0,30	3,14	3,24
23	612,12	0,17	0,53	3,15	0,05	0,26	250X250	1,24	0,65		0,75	4,48	5,14
24	1242,25	0,35	0,53	3,76	0,09	0,34	300X350	0,20	0,11		-0,05	-0,43	-0,32
25	621,12	0,17	0,53	3,16	0,05	0,26	250X250	6,77	3,55		0,58	3,47	7,02
26	621,12	0,17	0,53	3,16	0,05	0,26	250X250	2,12	1,11	0,44	0,03	2,83	3,94

Tabla 14: selección de conductos.

NOTA: El resto de los cálculos de los tramos están en el anexo.

### 6.3 UNIDADES DE IMPULSIÓN DEL AIRE: VENTILADORES

Es el elemento que convierte la energía del motor eléctrico en presión. Esta presión servirá a nuestro fluido (en este caso aire) para atravesar todos los obstáculos hasta llegar al punto con más pérdida de carga de nuestro sistema.

Cada uno de nuestros climatizadores cuenta con dos ventiladores: uno de impulsión y otro de retorno.

Ambos son ventiladores centrífugos:

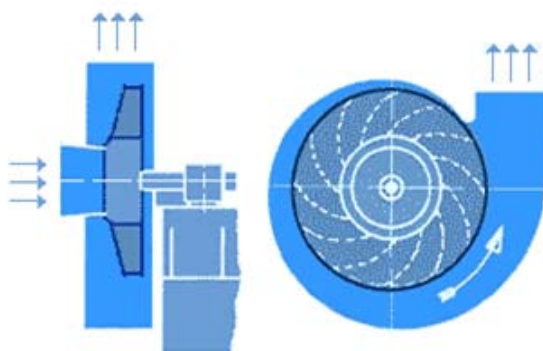


Fig. 10. Esquema del ventilador centrífugo.

Como vemos en la imagen el ventilador centrífugo consiste en una rueda con álabes (impulsor) que gira de manera que la corriente entra en el sentido del eje de la rueda y sale en el sentido radial, produciéndose así una desviación de 90°.

El aumento de la presión del aire se produce principalmente por la utilización de la fuerza centrífuga que despide el aire desde los álabes de la rueda en la dirección de la rotación.

Todos nuestros climatizadores cuentan con dos ventiladores de tipo centrífugo (RDH para la impulsión y ADH para el retorno).

Para la selección de ambos ventiladores tendremos como datos de partida, el caudal y la pérdida de carga que se produce en el conducto.

La pérdida de carga no es la misma en el ventilador de impulsión que en el de retorno.

Para la pérdida de carga en la impulsión tenemos en cuenta.

- Pérdida en el conducto.
- Pérdida en el difusor.
- Pérdida en las baterías de frío y calor.
- Pérdida en los filtros.
- Pérdida de carga adicional por impulsión no conducida.
- Coeficiente del 5% de seguridad ya que puede aparecer un aumento de presión (filtros sucios...)

Para el ventilador de retorno únicamente tendremos en cuenta

- Pérdida en el conducto.
- Pérdida en la rejilla de retorno.
- Pérdida de carga adicional por impulsión no conducida.
- Coeficiente del 5% de seguridad ya que puede aparecer un aumento de presión (filtros sucios...).

Las pérdidas producidas en los conductos son debidas como ya explicamos al rozamiento del aire con el conducto así como a la morfología del mismo. Tendremos que elegir entre todos los posibles tramos el que tenga mayor pérdida de carga.

Para calcular la pérdida de carga en los filtros primero hemos seleccionado para nuestros climatizadores la utilización de un pre-filtro de calidad G4 (Grupo G: filtros para polvo grueso según norma UNE-EN 779) y un filtro de calidad F7 (Grupo F: filtros para polvo fino).

La pérdida de carga no conducida depende del tipo de ventilador y del caudal. Los valores aparecen especificados en el catálogo.

### 6.3.1 EJEMPLO DE HOJA DE CÁLCULO DE UN VENTILADOR.

Un ejemplo de la selección del ventilador del primer climatizador es:

VENTILADOR DE IMPULSIÓN CL-1	
ELEMENTO	PERDIDA (Pa)
Conducto	
0	45,40
1	66,42
9	0,85
10	19,07
13	22,51
15	3,27
18	2,52
19	3,42
Difusor	26
Batería de frio	163
Batería de calor	110
Filtro G4	150
Filtro F7	300
Perdida por impulsión no conducida	88
<b>TOTAL</b>	<b>1000,46</b>
<b>TOTAL [Coef. de seguridad 5%]</b>	<b>1050,483</b>

Tabla 15: selección del ventilador de impulsión

VENTILADOR DE RETORNO CL-1	
ELEMENTO	PERDIDA (Pa)
Conducto	

0	45,40
1	66,42
9	0,85
10	19,07
13	22,51
15	3,27
18	2,52
19	3,42
Rejilla	2,50
Perdida por impulsión no conducida	79
<b>TOTAL</b>	<b>245</b>
<b>TOTAL [Coef. de seguridad 5%]</b>	<b>257</b>

Tabla 16: selección del ventilador de retorno

NOTA: El resto de los cálculos están en los anexos.

### 6.3.2 TABLA RESUMEN DE LOS VENTILADORES ESCOGIDOS.

Una vez que hemos realizado los cálculos de la pérdida de carga que ha de superar cada ventilador acudimos al catálogo del climatizador para seleccionar el tipo de ventilador que más se ajuste a nuestras condiciones de funcionamiento.

	TIPO	Caudal (m3/h)	Presión (Pa)	V. giro (rpm)	P. motor (KW)	N. sonoro dB(A)
CL-1	<b>Impulsión (RDH 560)</b>	25850	1100	1782	15	100
	<b>Retorno (ADH 560)</b>	25850	300	561	7,5	86
CL-2	<b>Impulsión (RDH 450)</b>	16550	850	2106	9,2	97
	<b>Retorno (ADH 450)</b>	16550	200	608	4	84
CL-3	<b>Impulsión (RDH 560)</b>	25850	950	1717	15	100
	<b>Retorno (ADH 560)</b>	25850	200	503	5,5	85
CL-4	<b>Impulsión (RDH 450)</b>	11800	750	1735	5,5	89
	<b>Retorno (ADH 450)</b>	11800	200	530	2,2	77

Tabla 17. Resumen de ventiladores escogidos



#### 6.4 UNIDADES DE DIFUSIÓN DE AIRE

---

De cada uno de nuestros difusores elegidos definiremos los siguientes parámetros.

- **Caudal:** Es el caudal máximo que admite el difusor.
- **Diámetro del difusor.**
- **Velocidad efectiva:** Es la velocidad en la boca de impulsión. Una elevada velocidad efectiva puede producir efectos en el alcance, pérdida de carga y nivel sonoro, por lo que la hemos limitado a 6m/s.
- **Alcance:** Distancia horizontal desde la unidad de impulsión al punto en el que la velocidad alcanza un valor mínimo (en nuestro caso de 0.25 m/s marcado por el fabricante) en la zona ocupada (1,8 -2,1 m del suelo). Es proporcional a la velocidad efectiva y tiene que cubrir al menos el 75% de la dimensión del local.
- **Presión:** Es la pérdida de carga que sufre el aire al atravesar el difusor. El ventilador tiene que ser capaz de vencer la pérdida producida en el conducto así como la del elemento final que en este caso es nuestro difusor.
- **Nivel sonoro:** Cantidad de ruido que produce el aire al pasar por el difusor. Es un criterio más de selección del difusor junto al caudal ya que según la normativa (ITE 02.2.3.1 Ruidos) estos son los niveles máximos de ruido permitido según el tipo de local.

Tipo de local	Valores máximos de niveles sonoros en dBA	
	Día	Noche
Administrativo y de oficinas	45	•
Comercial	55	•
Cultural y religioso	40	•
Docente	45	•
Hospitalario	40	30
Ocio	50	•
Residencial	40	30
Viviendas		
Piezas habitables excepto cocina	35	30
Pasillos, aseos y cocinas	40	35
Zonas de acceso común	50	40
Espacios comunes: vestíbulos, pasillos	50	•
Espacios de servicio: aseos, cocinas, lavaderos	55	•

ITE 02.2.3.1 Ruidos. Valores máximos admisibles de niveles sonoros para el ambiente interior.

Fig. 11. Valores admisibles de ruido para el local.

#### 6.4.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE DIFUSORES

Para elegir nuestros sistemas difusión de aire hemos dividido los locales en

- Locales con altura de 3.3 m
- Locales con altura de más de 3.3m.

En los primeros hemos elegido unos difusores normales mientras en los locales del segundo tipo hemos optado por unos de largo alcance.

Para la selección de los mismos lo primero que debemos saber es el caudal de aire necesario para mantener las condiciones de confort de cada local. Para ello en los locales climatizados con todo aire hemos aplicado.

$$Q_s = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot (T_L - T_I)$$

- $Q_s$  = Calor sensible del local sin tener en cuenta la ventilación [W].
- $\rho$  = densidad del aire [kg/m<sup>3</sup>].
- $V$  = volumen de aire que atraviesa el difusor [m<sup>3</sup>/h]
- $C_p$  = Calor específico del aire [Kj/kg °C]
- $(T_L - T_I)$  = Temperatura del local menos temperatura impulsión. [°C]

De manera que despejaremos el volumen de aire, con el fin de elegir el caudal de nuestro difusor.

El calor sensible utilizado en el cálculo es el máximo de cada local ya que a pesar de que, para el cálculo del climatizador se ha tenido en cuenta una simultaneidad de cargas, los difusores deben estar preparados para el momento de carga máxima.

En los locales acondicionados con agua- aire hallaremos el caudal del difusor, sumando al caudal del fan-coil el caudal de ventilación proporcionado por el climatizador de aire primario.

Partiendo del caudal necesario y evitando superar los niveles de ruido y velocidad efectiva acudimos al catálogo de **KOOLAIR** y seleccionamos difusores del modelo **43SF** teniendo en cuenta que el alcance del difusor elegido cubra al menos del 75% de la superficie de nuestro local. Para largo alcance el modelo es procedimiento es el mismo pero el modelo es **DGV**.

---

#### 6.4.2 TABLA RESUMEN DE LOS DIFUSORES ESCOGIDOS.

---

DIFUSORES DE IMPULSIÓN KOOLAIR							
LOCAL	Q TOTAL (m3/h)	Cantidad y tipo	Díametro nominal (mm)	Vk	Alcance	Presión en Pa	Nivel sonoro (dB)
Camerinos P0	578,52	2x8	200	6	2,30	14,2	26
Despachos P1	569,70	1x12	315	5,3	3,00	11,1	30
Sala de animación P2	1204,54	2x14	355	4,3	2,70	7,3	25
Reprografía P3	1804,96	2x16	400	5,2	3,60	10,7	34
Sala multiusos P3	1593,26	2x16	400	4,7	3,20	8,5	30
Despacho 1	354,40	1x10	250	5,4	2,50	11,3	36
Despacho 2	405,90	1x10	250	5,4	2,50	11,3	36
Despacho 3	354,40	1x10	250	5,4	2,50	11,3	36
Despacho 4	354,40	1x10	250	5,4	2,50	11,3	36
Taller 1	1335,06	2x14	355	5	3,10	9,9	30
Taller 2	3436,00	3x14	355	7	4,80	19	44
Taller 3	1174,92	2x14	355	4,3	2,70	7,3	25
Taller 4	1147,26	2x14	355	4,3	2,70	7,3	25
Taller 5	1266,94	2x14	355	5,3	3,00	11,1	30
Taller 6	1488,22	2x14	355	5,8	3,60	12,9	35
Sala de reuniones	2177,50	3x14	355	5,8	3,60	12,9	35
Vestíbulo P3	7094,22	6x16	400	7	4,80	19	44
Vestíbulo P0	7453,52	12x14	355	5	3,10	9,9	30
Vestíbulo P1	2843,45	4x14	355	5,8	3,60	12,9	35
Sala de estudios P1	11981,83	14x16	400	5,2	3,60	10,7	34
Vestíbulo P2	1854,98	4x10	250	6,7	3,10	17,7	34

DIFUSORES DE LARGO ALCANCE KOOLAIR						
LOCAL	Q TOTAL (m3/h)	Cantidad/ tipo	Díametro nominal (mm)	Nivel sonoro (dB)	PERDIDA (Pa)	Distancia mínima entre difusores
Escenario	16317,1692	12x630	1000	26	26	0,68
Mediateca adultos y juvenil	22840,4129	12x630	1000	29	29	11

Tabla 18: resumen de los difusores escogidos.

## 6.5 UNIDADES DE RETORNO DE AIRE: REJILLAS

Estas rejillas serán las encargadas de extraer el aire que será conducido de nuevo al climatizador.

Han sido escogidas a partir del caudal, y de manera que no superaran los niveles previamente establecidos de ruido así como que la velocidad efectiva sea menor de 2 m/s recomendada por el fabricante.

REJILLAS DE RETORNO (KOOLAIR)					
LOCAL	Q TOTAL (m <sup>3</sup> /h)	Cantidad y tipo	Vk (m/s)	Ps (Pa)	NR (DB)
Camerinos P0	578,52	2x350x250	2,1	4,1	22,0
Despachos P1	569,70	500x300	2,3	3,8	24,0
Sala de animación P2	1204,54	2X350X250	2,1	4,1	22,0
Reprografía P2	1804,96	2X800X300	2,1	3,2	24,0
Sala multiusos P3	1593,26	2X800X300	1,9	2,5	21,0
Despacho 1	354,40	1X300X300	2,7	4,9	25,0
Despacho 2	405,90	1X300X300	2,7	4,9	25,0
Despacho 3	354,40	1X300X300	2,7	4,9	25,0
Despacho 4	354,40	1X300X300	2,7	4,9	25,0
Taller 1	1335,06	2x800x300	1,9	2,5	21,0
Taller 2	3436,00	3x600x600	2,4	3,2	26,0
Taller 3	1174,92	2X500X300	1,9	2,5	21,0
Taller 4	1147,26	2X500X300	1,9	2,5	21,0
Taller 5	1266,94	2x600x300	2,1	3,4	23,0
Taller 6	1488,22	2x800x300	1,9	2,5	21,0
Sala de reuniones	2177,50	3x800x300	1,9	2,5	21,0
Vestíbulo P3	7094,22	6X600X600	2,4	3,2	26,0
Vestíbulo P0	7453,52	10x800x300	1,9	2,5	21
Escenario	16317	20X800X300	1,9	2,5	21
Vestíbulo P1	2843,45	4x800x300	1,9	2,5	21
Sala de estudios P1	11981,83	10x600x600	2,4	3,2	26
Vestíbulo P2	1854,98	4x400x300	1,9	2,6	19
Mediateca adultos y juvenil	22840,41	20x600x600	2,4	3,2	26

Tabla 19: resumen de selección de rejillas.

## 7. CÁLCULO DE LAS UNIDADES DE PRODUCCIÓN

### 7.1 SELECCIÓN DE LA ENFRIADORA.

Es un equipo industrial que busca extraer el calor generado en los elementos terminales (fan-coils y climatizadores) mediante el enfriamiento del agua proveniente de los mismos.

Para la producción de agua fría el equipo consta de cuatro elementos principales como son: condensador, evaporador, compresor y válvula. Todos ellos van integrados en un circuito de manera que el agua proveniente de las unidades terminales se hace pasar a través del evaporador de la enfriadora cediendo al líquido refrigerante el calor necesario para poder retornar. Este refrigerante en estado vapor aumenta su presión y es obligado a recorrer el circuito de refrigeración hasta entrar en el condensador donde se convierte al estado líquido liberando el calor. Por último la válvula de expansión se encargará de otorgar al fluido refrigerante la presión necesaria para entrar de nuevo al evaporador.

La enfriadora funcionara secuencialmente según la demanda producida por el sistema. Este sistema es un sistema cerrado por lo que el agua será recogida por un colector para ser nuevamente reutilizado.

Para la selección de nuestro equipo lo haremos en base a la demanda de potencia máxima producida en nuestro edificio. Esta potencia será la suma de todos los elementos de tipo fan-coil así como de los cuatro climatizadores distribuidos por las plantas.

<b>Fan-coils</b>	69155,3 W
<b>Climatizador 1</b>	92466,6 W
<b>Climatizador 2</b>	57201,4 W
<b>Climatizador 3</b>	97728,57 W
<b>Climatizador 4</b>	24446,7 W
<b>Total</b>	<b>340998,57 W</b>

*Tabla 20: demanda de potencia frigorífica enfriadora.*

---

### 7.1.2 TABLA RESUMEN DE LA ENFRIADORA ESCOGIDA.

---

La demanda máxima producida por nuestro edificio será de **340998,57 KW** por lo que dentro del catálogo suministrado por **Carrier** hemos seleccionado el modelo **30HZ280** cuyas características técnicas más importantes son las siguientes.

Capacidad frigorífica nominal neta	Kw	371
Peso en funcionamiento	Kg.	2730
Potencia de funcionamiento nominal absorbida	Kw	112
Corriente de funcionamiento nominal	A	185
Pérdida de carga	Pa	6864,47

*Tabla 21. Resumen características de la enfriadora.*

Para el buen funcionamiento de la enfriadora ésta debe contar con un módulo hidráulico cuyos componentes detallaremos en la siguiente sección.

## 7.2 SELECCIÓN DE LA CALDERA.

Es el elemento encargado de calentar el agua proveniente de los elementos terminales (fan-coils y climatizadores) transformando la energía del combustible en calor.

Véase el esquema de nuestra caldera.

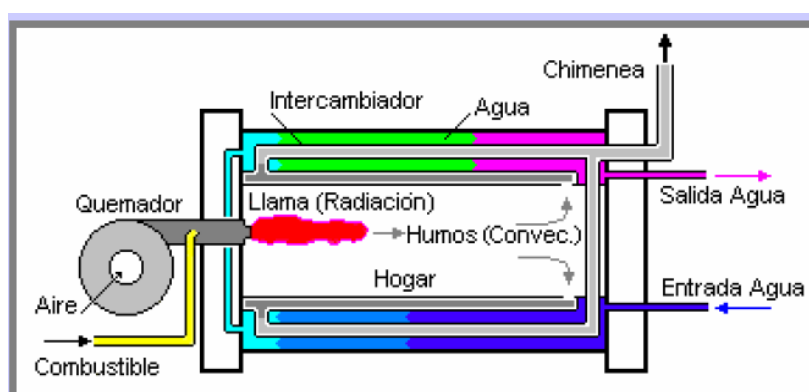


Fig. 12 .esquema de la caldera de gas. [Instalaciones de ventilación y climatización]

El quemador es el elemento encargado de realizar la mezcla de aire y combustible en las proporciones adecuadas. Una vez se produce la explosión el humo será alojado en una cámara y se hará pasar a través de los tubos de agua donde se va a producir el intercambio calorífico.

Una vez se haya producido dicho intercambio, los humos abandonan la cámara a través de la chimenea y el agua caliente se dirige a los elementos terminales.

Para la selección de nuestro equipo elegiremos la demanda máxima de calor en nuestro sistema de manera que éste sea capaz de mantener las condiciones de confort en los picos máximos de frío en el exterior.

Para el cálculo de la demanda térmica máxima hemos sumado la potencia calorífica de los fan-coils a la de los cuatro climatizadores.



La demanda máxima total será:

<b>Fan-coils</b>	12790,4 W
<b>Climatizador 1</b>	216584,77 W
<b>Climatizador 2</b>	98459,2 W
<b>Climatizador 3</b>	160845,6 W
<b>Climatizador 4</b>	112335,5 W
<b>Total</b>	<b>601015,47 W</b>

*Tabla 22: resumen de las demandas térmicas de calor.*

### 7.2.1 TABLA RESUMEN DE LA CALDERA ESCOGIDA.

Una vez tenemos la demanda máxima producida en nuestro edificio hemos acudido al catálogo de “ROCA” para elegir un modelo que satisfaga las características de potencia requeridas por nuestra instalación.

El modelo seleccionado es **CPA 600, 600/M**. Se trata de una caldera de combustible de vapor y carcasa de aluminio cuyas características más importantes son:

<b>Potencia útil</b>	Kw	697,7
<b>Rendimiento</b>	%	92.1
<b>Perdida de presión en el circuito de agua</b>	Pa	2646
<b>Peso aproximado</b>	Kg.	1180
<b>Capacidad de agua</b>	l	689

*Tabla 23. Resumen características de la caldera.*

## 8. CÁLCULO DEL GRUPO HIDRAÚLICO

### 8.1 SELECCIÓN DE BOMBAS

Las bombas son los elementos que aportan al agua la presión necesaria para permitir a ésta llegar a los elementos terminales sin dificultad.

Nosotros vamos a colocar un total de 14 bombas. 7 serán para frío y 7 para caliente, cuya distribución es la siguiente.

Bomba 1	PARALELO	Circuito primario.	Colector- Enfriadora	FRIO
Bomba 2		Circuito primario.	Colector- Enfriadora	
Bomba 3	PARALELO	Circuito secundario.	Colector- Climatizador 1	
Bomba 4		Circuito secundario.	Colector- Climatizador 2	
Bomba 5		Circuito secundario.	Colector- Climatizador 3	
Bomba 6		Circuito secundario.	Colector- Climatizador 4	
Bomba 7		Circuito secundario.	Colector- Fan-coils	

Bomba 8	PARALELO	Circuito primario.	Colector- Caldera	CALIENTE
Bomba 9		Circuito primario.	Colector- Caldera	
Bomba 10	PARALELO	Circuito secundario.	Colector- Climatizador 1	
Bomba 11		Circuito secundario.	Colector- Climatizador 2	
Bomba 12		Circuito secundario.	Colector- Climatizador 3	
Bomba 13		Circuito secundario.	Colector- Climatizador 4	
Bomba 14		Circuito secundario.	Colector- Fan-coils	

*Tabla 24. Colocación de las bombas en el circuito*

Para el caso del circuito primario [enfriadora y caldera], hemos duplicado el número de bombas poniéndolas en paralelo, para tener más seguridad en caso de avería de una de ellas; ya que esto supondría la parada de toda la instalación.

---

### 8.1.2 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE UNA BOMBA

---

Para elegir la bomba que impulsará el agua por las tuberías del circuito tenemos que partir de dos datos:

- **Caudal del circuito.**
- **Presión a vencer** o pérdida de carga total del circuito.
- Para la pérdida de carga en la impulsión tenemos en cuenta.
- **Pérdida en la tubería:** llevaremos a cabo un análisis de presiones en los diferentes tramos y buscaremos aquel con mayor pérdida de carga (ya sea por longitud o por la existencia de accesorios). Este valor será multiplicado por dos (ya que la bomba debe vencer la ida y el retorno).
- **Pérdida en el elemento terminal:** este apartado dependerá de cada circuito (caldera, enfriadora, climatizador o fan-coil).
- **Perdida en los filtros y válvulas.**
- **Coeficiente del 5% de seguridad** ya que puede aparecer un aumento de presión (filtros sucios...).

### 8.1.3 EJEMPLO DE LA HOJA DE CÁLCULO DE LAS BOMBAS

Éste es el ejemplo de cálculo de la bomba que impulsará el agua hasta los fan-coils; por lo tanto hemos tenido en cuenta la pérdida en los tramos del conducto, tanto en los tramos rectos como en los accesorios, las pérdidas por válvulas y filtros y la pérdida en el elemento terminal que en este caso es un fan-coil del tipo 50C.

CIRCUITO SECUNDARIO FRÍO COLECTOR-FANCOILS									
TRAMO	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga (Pa/m)	Número de codos, válvulas o T	Longitud tramo recto (m)	Longitud equivalente (m)	Longitud equivalente total(m)	Pérdida de carga Total(Pa)
0	15,448	1,4	63	294	t y codo	25	4,9	29,9	8790,6
1	13,72	1,2	63	245	t	4,5	2,5	7	1715
21	7,13	0,85	50	205,8	codo	2,1	0,5	2,6	535,08
25	5,69	0,7	50	127,4	codo	2,7	0,5	3,2	407,68
27	4,72	0,6	40	88,2	codo	3,6	0,5	4,1	361,62
28	0,86	0,5	25	147		4,6		4,6	676,2
								IDA	12486,18
								RETORNO	12486,18
								1 VALVULA DE RETENCIÓN	2500,5
								4 VALVULAS MARIPOSA	2963,5
								1 FILTRO DE AGUA	1200,0
								1 VALVULAS GLOBO	6482,7
								FANCOIL 42 N - 50C	23000,00
								ALTURA MANOMÉTRICA (Pa)	61119,05
								Coeficiente de seguridad 5%	3055,9525
								ATURA MANOMÉTRICA DE LA BOMBA (Pa)	64175,0025

Tabla 25: ejemplo de selección de una bomba

**NOTA:** El resto de los cálculos están en los anexos.

#### 8.1.4 SELECCIÓN DE BOMBAS ESCOGIDAS.

	Modelo	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Altura manométrica (Pa)	Potencia del motor (Kw)
<b>Bomba 1</b>	100-160	120	49	4
<b>Bomba 2</b>	100-160	120	49	4
<b>Bomba 3</b>	65-160	40	49	1.1
<b>Bomba 4</b>	65-125	25	39.2	0.55
<b>Bomba 5</b>	65-160	40	49	1.1
<b>Bomba 6</b>	65-125	25	49	1.1
<b>Bomba 7</b>	40-125	4	58.8	0.55
<b>Bomba 8</b>	100-160	110	49	3
<b>Bomba 9</b>	100-160	110	49	3
<b>Bomba 10</b>	65-160	30	58.8	1.1
<b>Bomba 11</b>	50-160	20	68.6	0.75
<b>Bomba 12</b>	65-160	30	58.8	1.1
<b>Bomba 13</b>	50-125	14	39.2	0.55
<b>Bomba 14</b>	50-160	16	68.6	0.75

Tabla 26. Bombas escogidas

#### 8.1.5 ESQUEMA DE CONEXIÓN DE LA BOMBA.

Cada una de las bombas de nuestro circuito lleva los siguientes accesorios en la conexión.

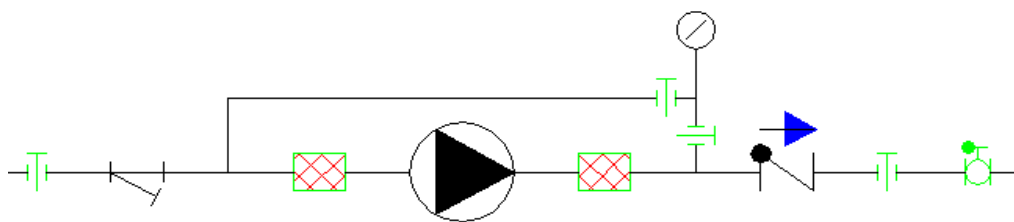
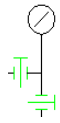


Fig. 13. Conexión de la bomba

Un **filtro de agua** antes de la aspiración para retener partículas que pueda arrastrar el agua del circuito.



Un **manómetro** con tomas de presión antes y después de la bomba, para verificar su funcionamiento.



**Válvula de retención** También denominada anti retorno que impide los retrocesos del fluido, permitiendo su paso en una sola dirección.



**Válvula de mariposa:** cuya función será el corte de paso de fluido.



**Válvula de globo:** Cuyo objetivo fundamental es el de regular el de paso de fluido forzando la pérdida de carga y situando la correspondiente bomba o circuito hidráulico en el punto de trabajo necesario al proyecto.



**Compensador de dilatación** para la absorción de movimientos axiales de expansión y contracción térmicos en sistemas rígidos de tubería.

---

## 8.2. COLECTORES

---

El colector es simplemente una tubería desde la que parten los diferentes circuitos de nuestra instalación y que irán previstos de llaves de corte para aislarlos.

En nuestra instalación hemos situado dos colectores. Uno para el circuito de frío y otro para el caliente. Ambos están situados entre el circuito primario y el secundario.

De cada colector partirán dos tuberías hacia el circuito primario (enfriadora o caldera) con su correspondiente retorno y cinco tuberías dirigidas a los climatizadores y fan-coils con sus correspondientes retornos.

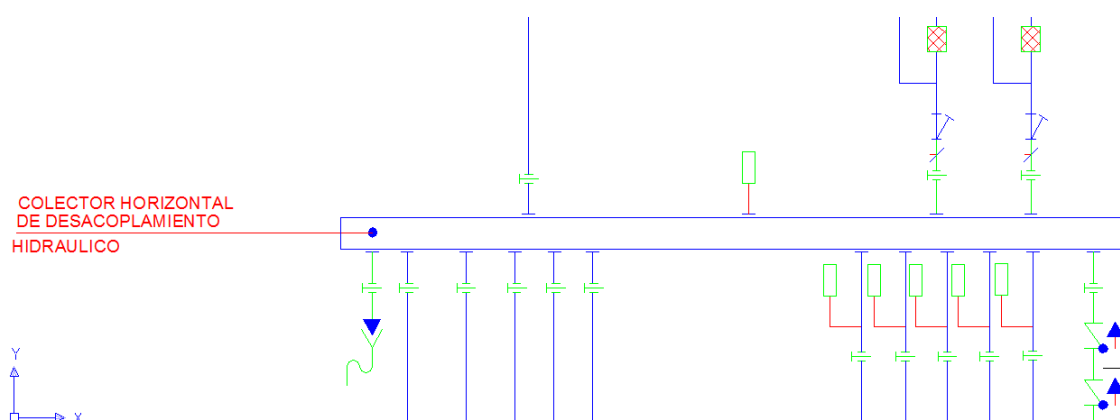


Fig. 14. esquema de conexión del colector.

El colector va provisto de tuberías de llenado y vaciado conectadas a la toma de agua de llenado de la instalación y controladas por válvulas.

La dimensión del colector es la indicada para el caudal máximo de nuestra instalación (119,91 m<sup>3</sup>/h en el circuito caliente y 104,52 en el caso del circuito de frío) por tanto ambos colectores son de 6 pulgadas (150 mm).

### 8.3 DEPÓSITO DE INERCIA

Es un tanque de acumulación de agua colocado en serie con el circuito de la enfriadora y que busca reducir el número de arranques del equipo. Este dispositivo acumula agua cuando la enfriadora está en funcionamiento y surte de agua al circuito en el tiempo de parada del equipo.

#### 8.3.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE NUESTRO DEPÓSITO

El volumen de agua de este depósito viene determinado por la expresión:

$$V.T. = \frac{P.F (Kw) * 3600 \frac{KJ}{h * Kw} * T (min)}{DT(^{\circ}C) * Cp \left( \frac{Kj}{kg * ^{\circ}C} \right) * \rho \left( \frac{Kg}{m^3} \right) * 60 \left( \frac{min}{h} \right)}$$

VT → Volumen total de la instalación. (VT= V.D. +V.I.)

- VD → Volumen del depósito (m<sup>3</sup>)
- V.I → Volumen de la instalación (m<sup>3</sup>)

P.F → Potencia frigorífica del equipo.

T → tiempo de reacción de los sensores.

D.T → Incremento máximo de la temperatura durante la parada.

Cp → Calor específico del agua 4,1813 kJ·kg<sup>-1</sup>·°C<sup>-1</sup>

ρ → Densidad del agua (1000 kg/m<sup>3</sup>).

El volumen de nuestro depósito lo obtendremos restando al volumen obtenido por la fórmula el volumen de nuestra instalación.



## CÁLCULO DEL VOLUMEN DE AGUA DE LA INSTALCIÓN

Lo calcularemos a través de la siguiente expresión:

$$V = A \cdot L$$

- V = volumen de la instalación m<sup>3</sup>
- A = área de las tuberías en m<sup>2</sup>
- L = Longitud de los diferentes tamos en m.

El área de la tubería será:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

- Siendo D el diámetro de la tubería en m.

A este volumen le tenemos que sumar el volumen alojado en los equipos.

VOLUMEN DE AGUA FRÍA		
DIAMETRO (mm)	LONGITUD (m)	VOLUMEN (m <sup>3</sup> )
25	143,1751	0,07
32	10,354	0,01
40	18,4147	0,02
50	9,66716	0,02
63	54,492	0,17
75	56,60	0,25
90	72,70	0,46
150	51,63	0,91
IDA		1,92
RETORNO		1,92
ENFRIADORA		0,28
CLIMATIZADORES		0,20
FANCOILS		0,03
TOTAL		4,34

Tabla 27. Volumen de agua fría de la instalación

$$V.T = \frac{371 \text{ Kw} \cdot 3600 \frac{\text{Kj}}{\text{h} \cdot \text{Kw}} \cdot 1 \text{ min}}{1,1 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 4,1816 \frac{\text{Kj}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}} = 4,84 \text{ m}^3$$

$$V.D = 4,84 \text{ m}^3 - 4,34 \text{ m}^3 = 0,5 \text{ m}^3 = 500 \text{ litros}$$

La potencia de nuestra enfriadora es de 371 Kw

El valor de 1,1°C proviene de la velocidad de reacción de los sensores de nuestro equipo. Según podemos leer en el catálogo de la enfriadora la velocidad de descenso de la temperatura del fluido durante la puesta en marcha es de 1,1 °C por minuto.

---

## 8.4 VASO DE EXPANSIÓN

---

“El vaso de expansión tiene la función de absorber las variaciones de volumen del fluido contenido en un circuito cerrado al variar su temperatura, manteniendo la presión entre límites preestablecidos e impidiendo, al mismo tiempo, pérdidas y reposiciones de la masa de fluido” [UNE 100155:1988].

Los vasos de expansión pueden ser abiertos o cerrados según si están en contacto o no con la atmósfera.

Nuestros vasos serán cerrados. Estos funcionan por compresión de una cámara de aire situada en el interior del mismo que está separada del agua de la instalación por una membrana flexible. Cuando el agua de la instalación aumenta por efecto de la temperatura, se produce un aumento de presión en el circuito que es absorbida por el vaso de expansión. Cuando el volumen disminuye al disminuir la temperatura del sistema el depósito devuelve el agua cedido a la instalación.

---

### 8.4.1 CÁLCULOS TÉCNICOS PARA EL CÁLCULO DEL VASO DE EXPANSIÓN.

---

---

#### VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO DE AGUA CALIENTE

---

El volumen del vaso de expansión se calcula a través de la fórmula:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p$$

- $V_t$  = volumen total del vaso de expansión [l].
  - $V$  = contenido total de agua en el circuito [l].
  - $C_e$  = coeficiente de dilatación del fluido.
  - $C_p$  = coeficiente de presión del gas.
-

### CÁLCULO DEL VOLUMEN DE AGUA CALIENTE DE LA INSTALACIÓN.

VOLUMEN DE AGUA CALIENTE		
DIAMETRO (mm)	LONGITUD (m)	VOLUMEN (m³)
25	179,5	0,09
32	29,492	0,02
75	81,6	0,36
100	72,7	0,57
150	51,63	0,91
IDA		1,96
RETORNO		1,96
CLIMATIZADORES		0,20
CALDERA		0,69
FANCOILS		0,03
TOTAL		6,79

Tabla 28. Volumen de agua caliente de la instalación

### CÁLCULO DE CE

$$Ce = (3,24 t^2 + 102,13 t - 2708,3) 10^{-6}$$

$$Temp. media = \frac{T. ida + T. ret}{2} = \frac{40 + 50}{2} = 45^{\circ}C$$

Luego Ce será 0,0085.

### CÁLCULO DEL CP.

$$Cp = \frac{P_M - P_m}{P_M}$$

- PM = Presión máxima
- Pm = Presión mínima

La presión máxima = presión de la caldera + presión atmosférica.

La presión mínima = presión manométrica + presión atmosférica.

PM= 5 (Presión de la caldera) + 1 (presión atmosférica) = 6 bares

Pm = 1,3 (Altura manométrica de la instalación) + 1 (presión atmosférica) = 2,3 bares

$$Cp = \frac{6 - 2,3}{6} = 0,62$$

$$Vt = V \cdot Ce \cdot Cp$$

Luego el volumen de nuestro depósito será.

$$Vt = 67900 \cdot 0,0085 \cdot 0,62 = 35,7833 \text{ l}$$

### VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO DE AGUA FRÍA

Para el cálculo de Ce tenemos en cuenta la máxima temperatura de nuestro circuito que aparece en el condensador que opera entre 30 y 35 °C.

$$Ce = (3,24 t^2 + 102,13 t - 2708,3) 10^{-6}$$

$$Temp. media = \frac{T. ida + T ret}{2} = \frac{30 + 35}{2} = 32,5^{\circ}C$$

$$Ce = 0,00403318$$

$$Cp = \frac{11 - 2,3}{11} = 0,79$$

$$Vt = 4340 \cdot 0,004 \cdot 0,79 = 13,71 \text{ litros}$$

## 9. RESUMEN DEL PRESUPUESTO.

Una vez que hemos realizado la selección de todos los equipos, llevamos a cabo un presupuesto de lo que nos cuesta la instalación cuyos detalles se encuentran en la última sección de este documento.

UNIDADES CENTRALIZADAS DE CLIMATIZACIÓN	
Unidad enfriadora	73.038,31
CALDERAS Y GRUPOS TÉRMICOS	
Caldera de gas	17700,73
UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE (CLIMATIZADORAS)	
Climatizador 1 (UTA) a cuatro tubos	8.017,03
Climatizador 2 (UTA) a cuatro tubos	7.037,86
Climatizador 3 (UTA) a cuatro tubos	7.602,14
Climatizador 4 (UTA) a cuatro tubos	6.439,79
UNIDADES NO AUTÓNOMAS PARA CLIMATIZAR (FAN-COIL)	
Fan-coils a cuatro tubos CARRIER 42-N	20.917,12
SISTEMAS DE CIRCULACIÓN DE AGUA	
Electrobombas centrífugas	20.037,89
Colectores	776
Vasos de expansión	254,74
Depósito de inercia	1781,68
Tuberías	75.187,55
SISTEMAS DE DIFUSIÓN DE AIRE	
Conductos de chapa galvanizada	30.166,65
Difusores de techo KOOLAIR	18.406,07
Rejilla de retorno KOOLAIR	7.481,50
<b>TOTAL</b>	<b>294.845,06</b>

Tabla 29. Resumen del presupuesto

El coste total de la instalación, montaje y puesta en marcha de las instalaciones y equipos mecánicos de aire acondicionado y calefacción del edificio destinado a la casa de la cultura de Madrid , objeto de este proyecto, asciende a la cantidad de 313.153,39 euros y está distribuido según las partidas indicadas y que posteriormente serán detalladas.

---

## 10. CONCLUSIONES

---

Una vez finalizado el proyecto analizaremos si hemos cumplido las metas propuestas al principio del mismo; para ello realizamos una breve síntesis de los objetivos cumplidos.

Primeramente hemos definido las características técnicas del edificio; temperatura exterior, interior, condiciones arquitectónicas y de funcionamiento del edificio, ateniéndonos a la normativa impuesta para dichos cálculos.

Hemos planteado un sistema de climatización acorde a las características del edificio, buscando un punto común entre autonomía y coste. Por ello hemos decidido usar un sistema combinado de agua-aire y aire-aire. Este sistema nos permite gozar de autonomía en cada uno de nuestros locales sin caer en un coste excesivo, ya que en las zonas de una extensión elevada hemos optado por un climatizador común en vez de fan-coils independientes que hubieran supuesto un aumento del coste.

Hemos definido todas las cargas térmicas que inciden en el edificio para definir la carga máxima, punto de partida de la selección de los equipos.

Hemos seleccionado los equipos de tratamiento que más se ciñen a los cálculos realizados para evitar sobredimensiones que nos lleven a un aumento de coste.

Hemos trazado en el plano las redes de distribución de aire y refrigerante, situando los equipos y las zonas por las que van a discurrir tuberías y conductos.

Finalmente hemos realizado un presupuesto acorde con el mercado actual, ya que los precios están sacados de una base de datos del 2009.

En resumen, se ha diseñado una instalación de climatización que cumple con los requisitos impuestos por la normativa y que mira por el bienestar de las personas que van a disfrutar del edificio.



Por último una vez el presupuesto haya sido aprobado por la comisión quedaría como trabajos pendientes la recepción e instalación de los equipos según plano. Previo a la puesta en funcionamiento definitiva, todos los equipos así como la instalación en conjunto, deberá pasar por una fase previa de ensayo, en el que se verificará que cumplen con la calidad acordada y que su funcionamiento en conjunto responde a las expectativas marcadas en el presente documento.

## I.2 BIBLIOGRAFÍA

---

## BIBLIOGRAFÍA

---

- AENOR. *Documentación: recopilación de normas UNE / AENOR*. 2ª ed. Madrid: AENOR, 1997.
- ASHRAE. *"Fundamentals 1997"*. Ed. ASHRAE. Atlanta (1997).
- Carlos J Renedo. *"Aire acondicionado"*. En página Web.  
<http://www.diee.unican.es/Aire%20acondicionado/008%20Calderas.pdf>.  
Universidad de Cantabria.
- Carrier. *"Manual de aire acondicionado"*. Marcombo, 1992.
- César González Valiente / Rafael Ferrando Pérez. *"Instalaciones de climatización y ventilación"* En: página Web  
[www.fpazira.es/web/files/material/frioycalor/.../icv\\_libro\\_ud6.pdf](http://www.fpazira.es/web/files/material/frioycalor/.../icv_libro_ud6.pdf).  
Versión a 31 de marzo de 2009.
- CYPE Ingenieros. 2009. *"Manual del usuario. Generador de precios"*. CYPE Ingenieros S. A.
- Daniel Prádanos Montero. *"Acondicionamiento de la Residencia Ignacio Bolívar"*. Proyecto fin de carrera Universidad Carlos III de Madrid, 2008.
- David Estébanez Ramos. *"Instalación de climatización en un edificio propiedad del Ayuntamiento de Madrid"*. Proyecto fin de carrera Universidad Carlos III de Madrid, 2006.
- Ediciones CEYSA. *"Conocimientos técnicos de climatización"*. CEYSA, 2001
- L. Miranda, Ángel. *"Técnicas de Climatización"*. Marcombo 2007
- Miranda Barreras, Ángel Luis. *"Aire Acondicionado"*. CEAC, 2004.
- Mc Quiston, Parker, Spitler. *"Calefacción, ventilación y aire acondicionado. Análisis y diseño"*. Limusa, 2003.

- Norma Básica de Edificación NBE-CT-79. “*Condiciones térmicas en los edificios*” Ministerio de Obras Públicas. Madrid.
- “*Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (R.I.T.E)* Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Complementarias (ITE)”. 2007
- Saint-Gobain Cristalería, S.A. “*Manual de conductos de aire acondicionado CLIMAVER*”. Enero 2007.
- Torrella, E - Navarro, J - López, R - Gómez, F. “*Manual de climatización*”. AMV Ediciones, 2005.
- V.V.A.A. “*RITE + Resumen de normas UNE calefacción, aire acondicionado en viviendas y locales*”. CEYSA, 2005
- Catálogos técnicos utilizados en la instalación.
  - [www.carrier.es](http://www.carrier.es)
  - [www.roca.es](http://www.roca.es)
  - [www.koolair.es](http://www.koolair.es)
  - [www.ciatesa.es](http://www.ciatesa.es)